

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Pásová pila s pneumatickým pohonem  
Band Saw With Pneumatic Driving Unit

Student: Jan Káňa  
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Káňa**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Pásová pila s pneumatickým pohonem**  
**Band Saw With Pneumatic Driving Unit**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte pro pracoviště s přívodem stlačeného vzduchu z centrálního rozvodu v dole změnu pohonu pásové pily z hydraulického na pneumatický.

Zpracujte výkresovou dokumentaci navrhovaných částí zařízení a návrh podložte příslušnými výpočty. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – fa. Koexpro.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.

JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 17. 5. 2012

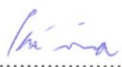


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 17. 5. 2012



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jan Káňa

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zahradkářů 15/229, Darkovice, 747 17

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

KÁŇA, J. *Pásová pila s pneumatickým pohonem: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 47 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Bakalářská práce se zabývá změnou stávajícího hydraulického pohonu pásové pily na pohon pneumatický. V úvodu je přiblížena problematika a návrh řešení. Dále jsou v práci uvedeny a porovnány dostupné hydraulické a pneumatické systémy. Jsou zde přiblíženy mechanické převody, především planetové, a pásové pily. Pak je proveden vlastní návrh pohonu na základě informací v katalogů firem a výpočtů. Nakonec je proveden geometrický návrh rámu, nesoucího pohon. Pásová pila i s navrženým pneumatickým pohonem a rámem je výkresově zdokumentována v příloze bakalářské práce.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

KÁŇA, J. *Band Saw With Pneumatic Driving Unit: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 47 s. Thesis head: Fries, J.

Bachelor thesis is dealing about change from existing hydraulic drive unit of band saw to pneumatic drive unit. In the introduction are presented problems and design solutions. Further are in thesis introduced and compared available hydraulic and pneumatic systems. There are also introduced mechanical transfers, especially planet transfer, and band saws. After that there are performed design of drive unit on the basic of informations in catalogues of company and calculations. Finally there are performed geometric design of frame, which carries drive unit. Band saw with designed pneumatic drive unit is documented on drawings in enclosures of bachelor thesis.

## Obsah

|  |    |
|--|----|
| Seznam použitých značek a symbolů .....                                    | 7  |
| 1 Úvod.....  | 8  |
| 2 Rozbor problematiky.....   | 10 |
| 2.1 Hydraulické systémy.....   | 10 |
| 2.2 Pneumatické systémy.....   | 15 |
| 2.3 Mechanické převody.....  | 24 |
| 2.4 Planetové převody a převodovky.....                                    | 30 |
| 2.5 Pásové pily.....   | 32 |
| 3 Návrh pohonné jednotky .....   | 37 |
| 3.1 Návrh postupu.....   | 37 |
| 3.2 Volba rotačního lamelového pneumomotoru s planetovou převodovkou ..... | 38 |
| 4 Návrh rámu s rukojetí.....   | 45 |
| 4.1 Tvarový a konstrukční návrh rámu .....                                 | 45 |
| 4.2 Kontrola rámu .....  | 48 |
| 5 Závěr .....  | 53 |
| 6 Použitá literatura .....   | 55 |
| 7 Použitý software.....  | 57 |
| 8 Seznam příloh.....   | 58 |

## Seznam použitých značek a symbolů

| Značka        | Význam  | Jednotky                                   |
|---------------|---|--|
| $\sigma_{dt}$ | dovolené napětí v tahu                                      | MPa  |
| $\sigma_t$    | napětí v tahu   | MPa  |
| $\tau_d$      | dovolené napětí ve svaru                                    | MPa  |
| $\tau_n$      | normálové napětí ve svaru                                   | MPa  |
| $\tau_o$      | ohybové napětí ve svaru                                     | MPa  |
| c             | konstanta volené dle tab. 3.2                               | -  |
| D, d          | průměr  | m  |
| d3            | malý průměr závitu  | m  |
| $D_v$         | průměr vloženého kola                                       | m  |
| F             | síla  | N  |
| g             | gravitační zrychlení  | $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$             |
| h             | výška, hloubka  | m  |
| i             | převodový poměr   | -  |
| $k_3$         | rozložení napětí ve svaru pro napětí působící kolmo na svar | -  |
| $k_s$         | statická  | -  |
| L             | rameno, délka   | m  |
| M             | krouticí moment   | $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$            |
| $M^*$         | přepočtený krouticí moment                                  | $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$            |
| $M_o$         | ohybový moment  | $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$             |
| $M_s$         | minimální krouticí moment při rozběhu                       | $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$            |
| $M_s^*$       | přepočtený minimální krouticí moment při rozběhu            | $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$            |
| n             | otáčky  | $\text{s}^{-1}$                            |
| $n^*$         | přepočtené otáčky   | $\text{s}^{-1}$                            |
| $n_s$         | otáčky v nezatíženém stavu                                  | $\text{s}^{-1}$                            |
| $n_s^*$       | přepočtené otáčky v nezatíženém stavu                       | $\text{s}^{-1}$                            |
| p             | tlak  | Pa   |
| P             | výkon   | W  |
| $P^*$         | přepočtený výkon  | W  |
| $R_e$         | mez kluzu   | MPa  |
| S             | plocha, průřez, spotřeba vzduchu                            | $\text{m}^2, \text{l} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| v             | rychlost  | $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$             |
| $W_o$         | průřezový modul v ohybu                                     | $\text{m}^3$                               |
| z             | počet zubů  | -  |
| $\beta$       | součinitel neznámé složky krutu                             | -  |
| $\rho$        | hustota   | $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$            |
| $\omega$      | úhlová rychlost   | $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$           |

# 1 Úvod

## Popis současného stavu

V současné době se na některých dolech používá pásová pila typ HPG/SM-200/200 s hydraulickým pohonem. Proto je pro použití pily nutné mít v blízkosti zdroj pracovního média např. napojení na centrální rozvod emulze v rubání, nebo napojení na samostatný hydraulický agregát s elektromotorem.

Právě hydraulický pohon této pily může být značně nevýhodný zejména v dolech opatřených centrálním rozvodem stlačeného vzduchu, kde může být vzdálenost mezi jednotlivými pracovišti dosti velká. Také je nutno zohlednit, že v tomto případě by bylo zapotřebí pořídit zvlášť na každém pracovišti samostatný oddělený energetický blok. Taktéž je zapotřebí vyvarovat se úniku pracovního média a pravidelně provádět předběžná opatření, což zejména v dole musí být přísně dodržováno, protože v mnoha případech bývají pracovní média hořlavé oleje. Další nemalý problém tvoří ono samotné médium. Viskozita pracovního média totiž přímo souvisí s teplotou a teplota v dolech bývá vyšší a může změnou viskozity zapříčinit také změnu tlakových poměrů a rychlosti motoru.

## Návrh řešení

V rámci spolupráce se společností KOEXPRO OSTRAVA a.s., která se zabývá především pneumatickým a hydraulickým nářadím, manipulační a zvedací technikou, pneumatickými a hydraulickými pohony budu zpracovávat práci, ve které se bude provádět změna pohonu pásové pily HPG/SM-200/200 z hydraulického na pneumatický.

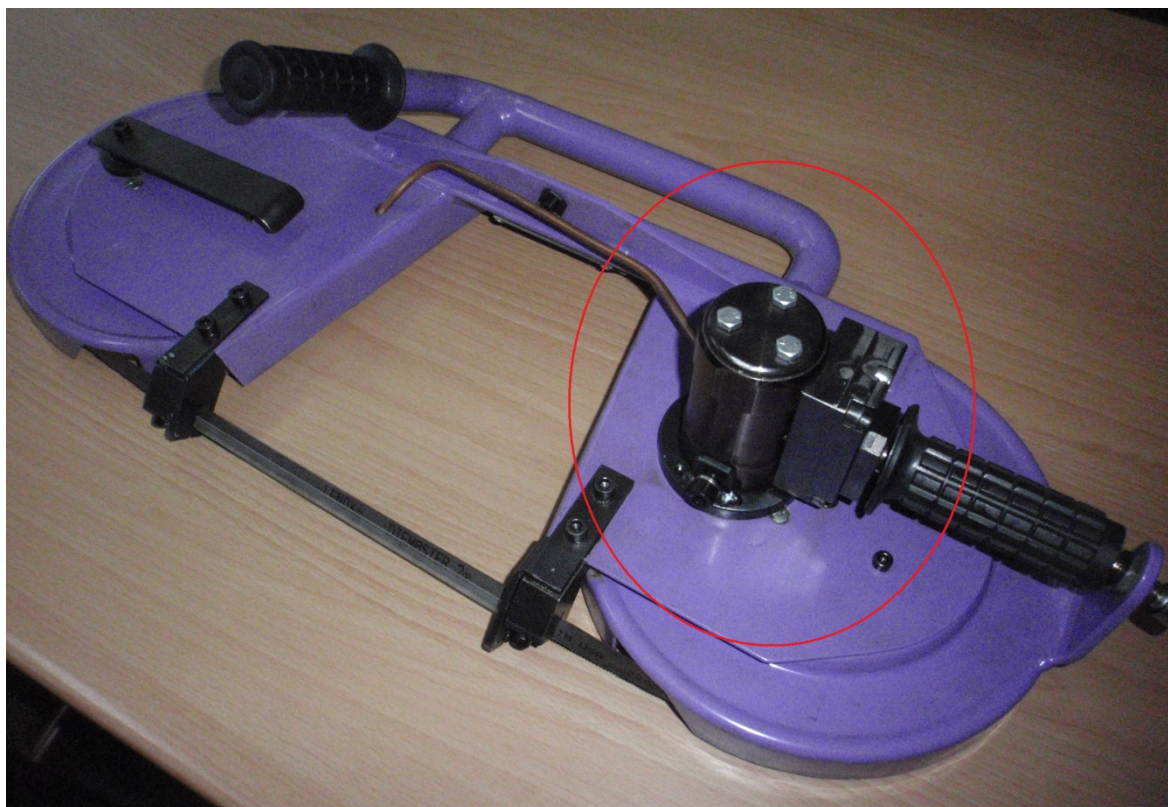
V této práci bude nejdříve nutné více přiblížit danou problematiku, aby bylo zřejmé, proč se mění stávající hydraulický pohon na pneumatický. Dále bude zapotřebí trochu více si přiblížit princip funkce lamelového rotačního pneumomotoru, protože právě tento typ motoru bude po návrhu pohánět pilu a nejedná se o klasický běžně používaný typ motoru.

Je třeba si také připomenout princip převodů a seznámit se s různými variantami převodů. Ze stejného důvodu jako tomu bylo u pneumomotoru bude zapotřebí si více přiblížit i planetové převody a převodovky. Princip funkce, skladbu, kinematické možnosti a výhody či nevýhody.

Bude zapotřebí se blíže podívat i na samotné pásové pily, aby byl více známý princip činnosti a možnosti uplatnění stroje, jehož pohon a převod bude navrhován.



Pila HPG/SM-200/200 je znázorněna na obr. 1.1, kde je patřičně znázorněna stávající hydraulická pohonná jednotka. Stávající převod pily je schován pod krytem pily. Jedná se o klasický jednostupňový reduktor s čelními koly. Je však do značné míry poškozen, proto je třeba vymontovat a nahradit převodem novým a není třeba jej ve výpočtu a návrhu pohonu dále zohledňovat. Dále je zapotřebí konstrukčně navrhnout rám i s rukojetí pomocí kterého se navržený pohon i s převodem k pile upevní. Stávající je totiž přímou součástí hydraulického motoru.



**Obr. 1.1 – Fotografie ruční pásové pily HPG/SM-200/200 s hydraulickým pohonem v současném stavu**

Početním úkolem této práce tedy bude zvolit vhodný typ lamelového rotačního pneumomotoru a s pomocí porovnání parametrů na výstupu motoru a parametrů pily následně zvolit i vhodnou převodovku a popřípadě pouzdro pokud nebudou rozměry výstupní hřídele převodovky souhlasit s rozměry otvoru hnacího disku pily.

## **2 Rozbor problematiky**

### **2.1 Hydraulické systémy**

Hydraulický pohon - tím je myšleno zařízení, které využívá k přenosu energie mezi vstupem a výstupem kapalinu. V hydraulice nám kapalina umožňuje přenos nejen energie tlakové, ale i kinetické a tepelné.

U hydraulických mechanismů jsou stejně jako i u většiny jiných mechanismů, pohon a převod dvě nejčastější funkce. „Pohon je mechanismus, který uvádí stroj do pohybu a převod je mechanismus, který slouží k transformaci parametrů přenášené energie.“[1]

#### **Struktura hydraulického pohonu**

Každý hydraulický pohon se skládá z těchto částí: čerpadlo, motor, ovládací členy, pomocné členy, nádrž na provozní kapalinu a potrubí.

#### **Rozdělení**

Hydraulické pohony lze dělit podle několika kritérií například dle způsobu řízení:

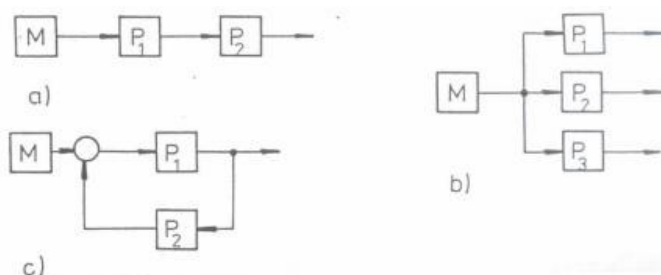
- ovládané,
- regulované.

Dále podle pohybu výstupního členu:

- pohony s rotačním výstupem,
- pohony s přímočarým výstupem,
- pohony s kývavým výstupem.

Další rozdělení podle spojení motoru s převodovým mechanismem (viz obr. 2.1):

- sériové,
- paralelní,
- paralelní s větvením výkonu.



**Obr. 2.1 - Zapojení motoru M a převodového mechanismu P**

Dále rozlišujeme podle uspořádání a počtu motorů:

- jednomotorový pohon,
- vícemotorový pohon,
- skupinový pohon.

U jednomotorového pohonu se jedná o klasické zapojení jednoho motoru a jednoho pracovního mechanismu. Vícemotorový pohon pohání opět jeden pracovní mechanismus, ale za pomoci dvou a více motorů.

V případě skupinového pohonu se pohání více strojů pouze jedním motorem.

Nejvýznamnější rozdělení hydraulických pohonů je podle využití energie kapaliny:

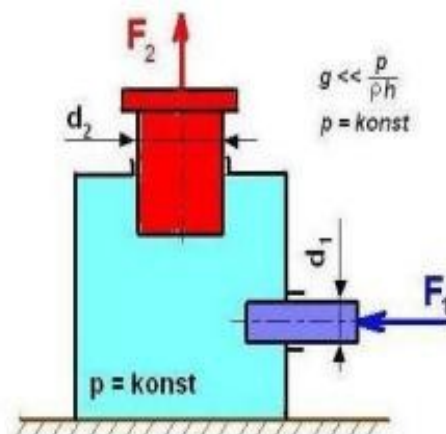
- **hydrostatické,**
- **hydrodynamické.**

### **Hydrostatické pohony**

Hydrostatická zařízení fungují na principu „Pascalova zákona“- ten pojednává o rovnoměrném šíření tlaku v kapalině všemi směry. Toto však platí pouze v ideální kapalině. Také úplná nestlačitelnost kapaliny je předmětem ideálního média, v případě skutečné kapaliny je určitá stlačitelnost, která snižuje účinnost. Pro pohon se zde tedy využívá tlakové energie kapaliny, která takto umožňuje přenos sil či momentů. Hydrostatiku lze nejčastěji nalézt například u zvedáků, lisů nebo u hydraulických servomechanismů jako je ABS u automobilů apod. V hydrostatických pohonných obvodech se používají čerpadla objemová jinak též hydrostatická.

U hydraulického lisu (viz obr 2.2) vidíme princip. Malý píst vyvodí sílu  $F_1$  na základě toho pak velký píst sílu  $F_2$ , pro kterou platí  $F_2 > F_1$ . Současně musí platit, že práce vykonaná

velkým pístem se rovná práci vykonané malým pístem a v neposlední řadě musí platit  $s_1 > s_2$ , kde  $s_1$  je dráha malého pístu a  $s_2$  dráha velkého pístu.



Obr. 2.2 - Princip hydraulického lisu

Z obr. 2.2 tedy vyplývá:

$$F_1 = p \cdot S_1 \quad ; \quad F_2 = p \cdot S_2 \quad \rightarrow \quad F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1} \quad (2.1)$$

Přičemž platí:

$$s_1 S_1 = s_2 S_2 \quad (2.2)$$

### Hydrostatické převodníky

Tyto převodníky převádějí mechanickou energii na energii tlakové kapaliny, tzn., že zvyšují nebo generují tlak – odtud platí také název hydrogenerátory. V tomto případě se však nejedná o proces čerpání, proto by se nemělo používat názvu čerpadla, který se však běžně používá.

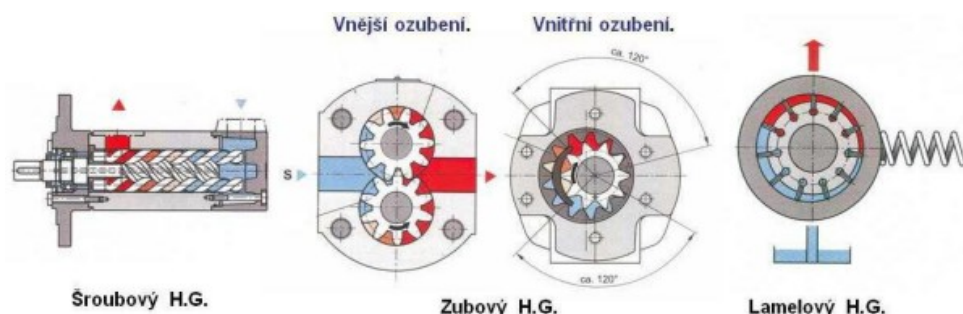
Základní typy hydrogenerátorů (čerpadel):

Zubová čerpadla – jedná se o konstrukčně jednoduchá čerpadla s pracovním tlakem do 25 MPa a s největším dodávaným množstvím v rozsahu 160 až 200 l/min. Je možno je krátkodobě přetížít. Délka přetížení je závislá na životnosti ložisek. Lze vzájemně spojit více zubových čerpadel o stejné velikosti.

Lamelová čerpadla – jsou menších rozměrů než zubová (dodávané množství 120 l/min), mají také tišší chod. Pracovní tlak je zde 15 MPa. Účinnost bývá v rozsahu 0,6 – 0,93.

Vysokotlaká plunžrová čerpadla – jsou vhodná pro vysoké tlaky (až 60 MPa). Dodávané množství je až 220 l/min. Účinnost těchto zařízení se pohybuje nad 0,9.

Axiální pístová čerpadla – pracovní tlak bývá v rozsahu 16 až 50 MPa. Je zde velmi velký rozsah dodávaného množství. Účinnost se pohybuje v rozsahu 0,85 až 0,95.



Obr. 2.3 - Některá vybraná hydrostatická čerpadla

### Hydrodynamické pohony

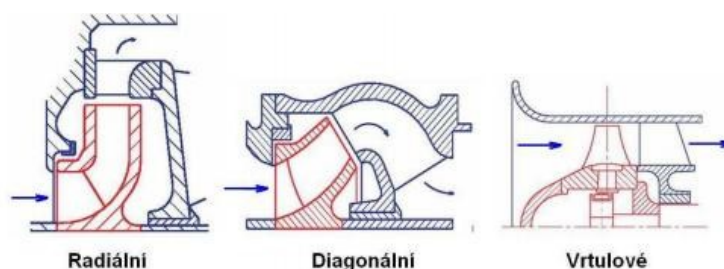
Zde na rozdíl od hydrostatických pohonů se nevyužívá tlakové energie kapaliny, ale kinetické energie, respektive její změny. Zde účinnost snižuje tepelná energie, která vzniká vlivem tření kapaliny, ať už jde o tření vnitřní či tření o stěny potrubí. Díky těmto ztrátám je zapotřebí v mnoha případech chlazení. Avšak zařízení tohoto typu dovedou přenášet velké krouticí momenty. Asi nejznámější a nejrozšířenější zařízení v tomto směru jsou hydrodynamické spojky nebo turbíny. Zde se jako generátory využívají hydrodynamická čerpadla jinak zvaná odstředivá.

### Odstředivá čerpadla

Tato čerpadla zprostředkovávají přeměnu mechanické energie na tlakovou díky změně kinetické energie. „Hnací motorem je dodávána mechanická práce – energie oběžnému kolu, kde se přemění na hydraulickou energii kinetickou, která se pak ve spirále nebo v rozváděcím kole dále přemění na hydraulickou energii tlakovou.“ S převažující tlakovou energií pak odchází kapalina ze spirály nebo rozváděcího kola do potrubního systému. Tato dvojitá přeměna energií způsobí snížení celkové účinnosti hydrodynamických čerpadel ve srovnání s čerpadly hydrostatickými. Odstředivá čerpadla mají menší rozměry i hmotnost, protože pracují s vyšším počtem otáček, a tak jsou proto i cenově výhodnější a navíc zvládají i velké průtoky. [3]

Hydrodynamická čerpadla se dělí na tři skupiny podle směru proudění kapaliny v kanálech oběžného kola (viz obr 2.4):

- radiální – zde do oběžného kola kapalina vstupuje axiálně a vystupuje radiálně,
- diagonální – zde opět vstupuje do oběžného kola kapalina axiálně, ale vystupuje z něj diagonálně,
- axiální – v tomto případě kapalina vstupuje i vystupuje z oběžného kola axiálně.



Obr. 2.4 - Hydrodynamická čerpadla

#### Výhody hydraulických pohonů:

- velká tuhost,
- velká účinnost,
- snadná a rychlá regulace otáček,
- snadné pojištění proti přetížení,
- plynulý chod,
- možnost docílit velkých silových převodů pomocí jednoduchých mechanismů.

#### Nevýhody hydraulických pohonů:

- náchylnost vůči nečistotám,
- nutnost samostatného a odděleného energetického bloku,
- poměrně obtížné dosažení vyšších pohybových rychlostí,
- nutnost přesné a precizní výroby,
- závislost viskozity kapaliny na teplotě, což se může projevit ve změně tlakových poměrů a případně i rychlosti pohybu motoru,
- hořlavost některých druhů pracovních kapalin,
- neekologičnost většinového podílu pracovních médií.

## Zhodnocení

Je zřejmé, že hydraulické pohony mají celou řadu výhod, jako je například plynulý chod nebo velmi snadná údržba například co se týče mazání.

Avšak pro aplikaci na pásové pile určené především v dole, který má navíc centrální rozvod stlačeného vzduchu, je tento typ stávajícího pohonu krajně nevýhodný. Můžeme přitom zohlednit také vyšší teplotu v dole, která by mohla zapříčinit změnu viskozity média. Museli bychom volit dražší těžko zápalné médium a v neposlední řadě bychom museli pořídit každému pracovišti v dole, určenému právě pile, samostatný hydraulický agregát, což bude značně cenově nevýhodné.

## 2.2 Pneumatické systémy

Pneumatické pohony jsou další, dnes stále více užívanou alternativou pro pohánění strojů vedle pohonů elektrických a hydraulických. Jsou si velmi blízké pohonům hydraulickým. Taktéž se jedná o tekutinový pohon. Tyto pohony mají společnou teorii, fyzikální princip činnosti, podobné konstrukční řešení silových a řídicích prvků i skladbu systému. Zde však netvoří pracovní médium kapalina nýbrž stlačený vzduch. Hlavní rozdíl však činí uplatnění, kde pneumatické mechanismy se používají hlavně pro přenos informací a řízení a co se týče výkonových (silových) mechanismů, užívají se jen pro malé a střední výkony. To je dáno jejich konstrukčními možnostmi a hlavně vlastnostmi pracovního média – stlačeného vzduchu.

Stlačený vzduch je nositelem tří základních forem energie. Tím je energie deformační, potenciální a kinetická, přičemž kinetickou energii využíváme ke konání mechanické práce. Vzniká ještě tepelná energie, kterou v pneumatických systémech nevyužíváme, a ve výpočtech se zanedbává.

Pro proudící stlačený vzduch platí Bernoulliho rovnice:

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} v^2 = konst. \quad (2.3)$$

kde z levé strany první člen představuje potenciální energii, druhý člen energii tlakovou a třetí člen představuje energii kinetickou.

## Rozdělení pneumatických systémů

Pneumatické pohony se z hlediska využití energie stlačeného vzduchu dělí do dvou základních skupin:

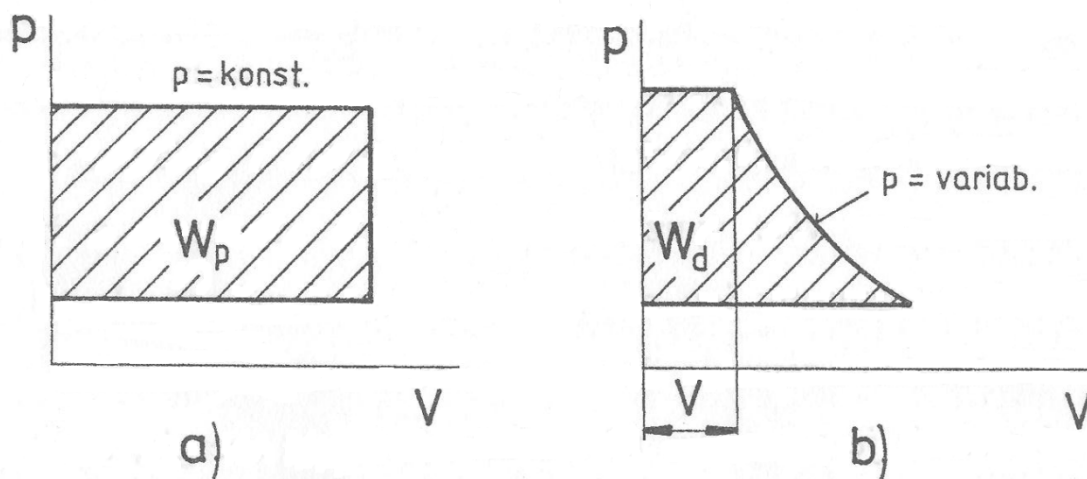
- pneumostatické,
- pneumodynamické.

Pneumostatické mechanismy pracují s tlakovou energií  $p \cdot v$  uvedenou v Bernoulliho rovnici výše. Pro 1 kg látky ji můžeme psát ve tvaru  $p \cdot v$ , kde  $p$  je tlak a  $v$  je měrný objem vzduchu. Tyto mechanismy v praktickém využití tvoří značnou převahu nad mechanismy pneumodynamickými.

Pneumodynamické mechanismy, oproti výše uvedeným využívajícím tlakovou energii stlačeného vzduchu, využívají kinetickou energii média  $1/2v^2$  uvedenou taktéž v Bernoulliho rovnici. Tyto mechanismy jsou využívány v mnohem menší míře například ve formě turbínových pohonů.

Dále se dělí do dvou skupin z hlediska naplňování daného objemu:

První skupina se vyznačuje zaplněním pracovního prostoru  $V$  o konstantním tlaku  $p$ . To tedy znamená  $V = \text{variab.}$  a  $p = \text{konst.}$ , viz obr. 2.5a. Existuje zde i deformační energie, ale ta se v procesu naplňování objemu nevyužívá.



Obr. 2.5 – Využití energie stlačeného vzduchu

U druhé skupiny se zaplňuje pracovní prostor v počátečním stavu právě takový objemem vzduchu  $V$ , aby se jeho deformací vykonala práce při  $V = \text{konst.}$  a  $p = \text{variab.}$  viz obr 2.5b



Výkon pneumatického mechanismu:

$$P = \frac{dV}{dt} = Q \cdot p \quad [W] \quad (2.4)$$

Kde  $Q [m^3 \cdot s^{-1}]$  je objemový průtok stlačeného vzduchu a  $p [Pa]$  je absolutní tlak.

Další rozdělení jsou stejná nebo velice podobná jako rozdělení uvedená u hydraulických pohonů výše.

### **Prvky pneumatických mechanismů**

Přenos energie a jeho řízení umožňují pneumatické či jiné prvky. Jejich konstrukční uspořádání je dáno především jejich funkcí. V porovnání s hydraulickými prvky jsou konstrukčně značně jednodušší a lehčí, což je dáno asi 40 až 50x nižším pracovním tlakem, nižšími požadavky na těsnost a hlavně zde není nutnost zpětného vedení vzduchu.

Pneumatických prvků se vyrábí velké množství v nejrůznějších tvarech, velikostech i konstrukčních provedení a dodává je značná míra tuzemských i světových výrobců v několika desítkách tisíc provedení.

Podle funkce je lze rozdělit do pěti hlavních skupin:

- převodníky,
- prvky pro řízení velikosti a směru proudu stlačeného vzduchu,
- prvky pro řízení tlaku,
- prvky pro automatizaci pracovního cyklu,
- pomocné prvky.

Převodníky jsou prvky určené k převodu energie z tuhých částí na sloupec stlačeného vzduchu a naopak. Zde patří generátory a motory.

Prvky pro řízení velikosti a směru proudu nám tvoří velmi široký sortiment různých přístrojů a zařízení, potřebných pro skladbu pneumatických obvodů. Zde patří prvky pro hrazení průtoku, pro řízení průtoku a tlaku. Prvky pro hrazení průtoku jsou rozvaděče a pro řízení průtoku a tlaku jsou ventily (jde o ventily škrtící, uzavírací a jednosměrné). Dále do této skupiny patří logické prvky.

Prvky pro řízení tlaku jsou především pojistné a redukční ventily a tlakové spínače

Prvky pro automatizaci pracovního cyklu jsou především časové a tlakové relé, dále pak trysky a zesilovače.

Pomocné prvky jsou poslední skupina, do které patří hlavně prvky pro samotnou úpravu stlačeného vzduchu, což mohou být například vypouštěče kondenzátu, filtry a maznice. Dále pak tlumiče hluku.

### **Pneumatické motory (pneumomotory)**

Jsou to zařízení využívající k přenosu sil a momentů stlačeného vzduchu jako nositele energie. Opět je možno pneumomotory rozdělit do dvou základních skupin dle využití energie média na pneumostatické a pneumodynamické. Pro pneumodynamické motory však není příliš velké využití viz výše.

Podle pohybu výstupního členu motoru lze pneumomotory rozdělit na:

- motory s přímočarým pohybem výstupního členu (pístnice) – pneumatické válce,
- motory s kývavým pohybem výstupního členu (hřídele),
- motory s rotačním pohybem výstupního členu (hřídele).

### **Přímočaré pneumatické motory**

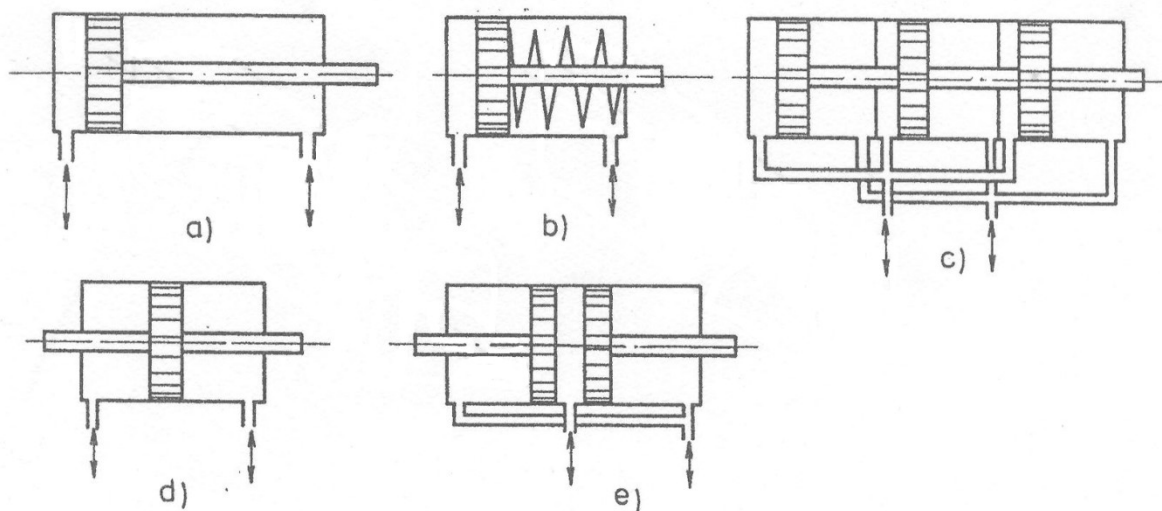
Tyto motory jsou podle principu práce i podle konstrukce a v mnoha dalších směrech shodné hydraulickými přímočarými motory (hydraulickými válci). Ve srovnání s nimi mají ale i tak některé výhody:

- jednoduchost konstrukce,
- technologická nenáročnost na výrobu,
- možnost dosažení velkých zdvihových rychlostí,
- možnost práce v náročném prostředí na čistotu (potravinářství, farmaceutika), ale také ve velmi prašném prostředí a s nebezpečím výbuchu.

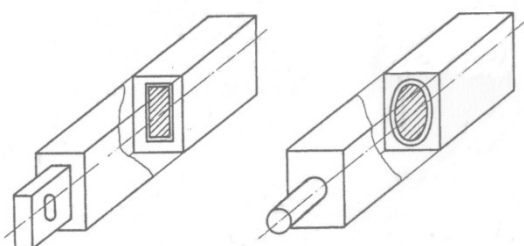
K nevýhodám patří obtížná regulace rychlosti a obtížnější řízení zdvihu mezi oběma krajními polohami ve srovnání s hydraulickou obdobou.

Obr. 2.6 zobrazuje rozmanitost konstrukce pneumatických válců a tím i jejich využití v praxi. Obr 2.6a znázorňuje dvojčinný motor s jednostrannou pístnicí, kde se pohybu pístu v obou směrech dosahuje stlačeným vzduchem, nebo při malých zdvizech je pak zpětný zdvih

zajištěn pružinou, obr. 2.6b. Při menších zdvizech je možno několik pístů uspořádat tandemově pro dosažení větší síly, obr. 2.6c. Méně běžné jsou pak válce s průběžnou pístnicí, obr. 2.6d. Občas nachází uplatnění i dvoupístový dvoustranný motor, obr. 2.6e. Taktéž se v praxi používají pneumatické přímočaré motory s nekuhovým průřezem, obr. 2.7.



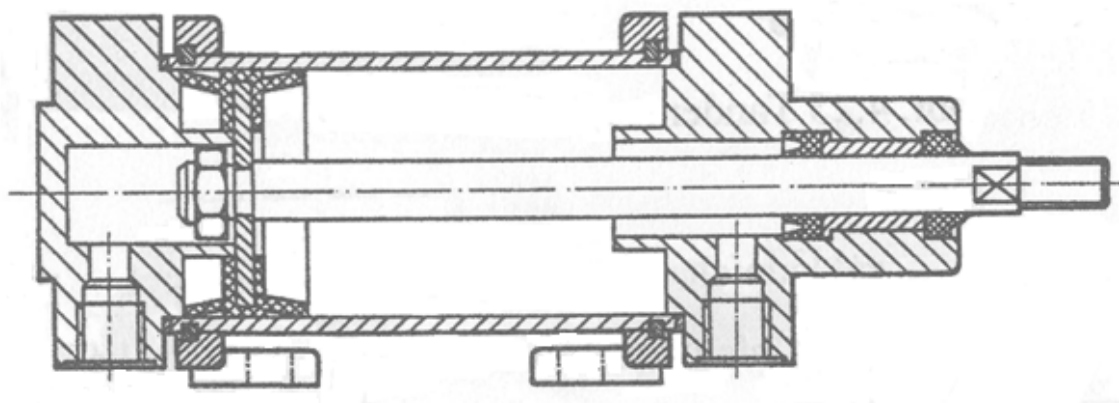
**Obr. 2.6 – Konstrukce pneumatických přímočarých motorů**



**Obr. 2.7 – Přímočaré pneumomotory s nekuhovým průřezem**

Vyrábějí se zpravidla v průměrových řadách pístu od 5 do 520mm a se zdvihy od několika milimetrů do několika set milimetrů a u speciálních konstrukcí až do několika metrů. Hlavní část přímočarého motoru tvoří trubka válce, přední a zadní víko, píst s těsněním a pístnice. Materiálem trubky je zpravidla ocelová nebo hliníková trubka a v jiných případech tažený, speciálně tvarovaný profil z hliníkové slitiny. Otvory pro píst s pravoúhlým nebo oválným průřezem pístu se vyrábějí protahováním. Přední a zadní víko je nejčastěji z hliníku a je na válec našroubováno, nebo jsou víka spojena průběžnými šrouby. Píst bývá odlitek nebo výkovek z hliníku. Pístnice jsou vždy ocelové s upraveným chromovaným a leštěným povrchem proti korozi a pro lepší třecí vlastnosti. Bývají zpravidla kruhového průřezu, speciálně mává průřez čtvercový. Velmi důležitá jsou pak těsnění, která ovlivňují účinnost

celého mechanismu. Vyrábějí se mnoha různých variantách a velikostech. Na ty jsou kladeny speciální požadavky na teplotu a životnost. Samotná konstrukce je vyobrazena na obr. 2.8.



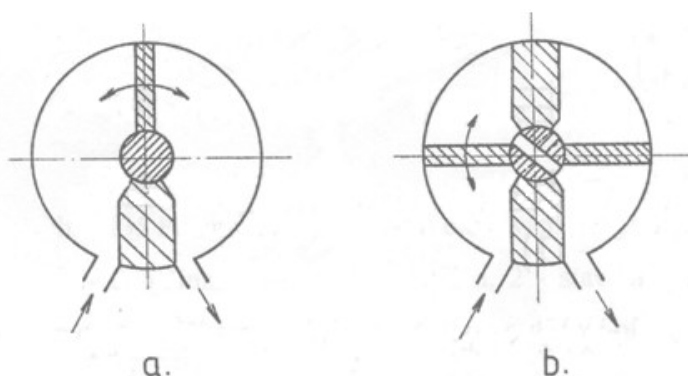
**Obr. 2.8 – Konstrukce přímočarého pneuomotoru**

Vedle těchto základních konstrukčních koncepcí přímočarých pneumomotorů se vyrábí také celá řada speciálních konstrukcí, např. motory pro malé zdvihy či miniaturní motory.

### **Pneumatické motory pro kývavý pohyb**

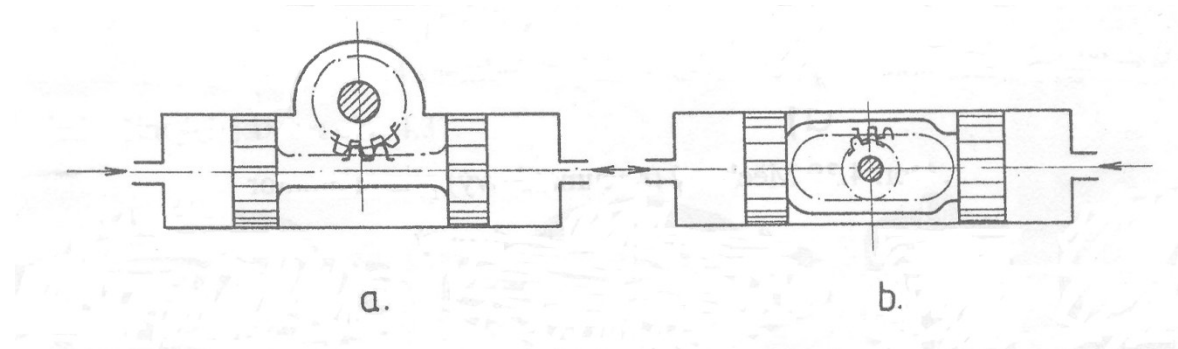
Jedná se o pneumatické motory buď pístové, nebo lamelové, na které je kladen speciální požadavek – kyvný pohyb. To znamená pohyb uskutečnitelný v rozmezí od 0 do 360° za současného požadavku krouticího momentu. Tento pohyb je vyžadován u celé řady mechanismů, např. u montážních, balících, transportních.

Lamelové pneumatické motory pro kývavý pohyb jsou konstruovány buď s jednostrannou lamelou, umožňující úhel kyvu až 290°, obr. 2.9a, nebo s dvojitou lamelou, kde je úhel kyvu maximálně 120°, avšak krouticí moment je dvojnásobný, obr. 2.9b.



**Obr. 2.9 – Lamelové motory pro kývavý pohyb**

Pístové pneumatické motory pro kývavý pohyb využívají ozubeného převodu přímočarého pohybu na rotační. Obr. 2.10a znázorňuje pístový pneumomotor pro kývavý pohyb s vnějším záběrem mezi ozubenou tyčí (pístnicí mezi dvěma písty) a ozubeným kolem, obr. 2.10b pak ukazuje tentýž motor, ale s vnitřním záběrem mezi ozubeným věncem a ozubeným kolem. Tyto motory mohou oproti lamelovým pracovat i s vyšším protočením než  $360^\circ$  a s podstatně vyšším krouticím momentem.



**Obr. 2.10 – Pístové pneumomotory pro kývavý pohyb**

### **Pneumatické rotační motory**

Pneumatické rotační motory spadají do skupiny objemových motorů, v nichž se předává tlaková energie vzduchu na pohyblivý pracovní prvek (píst, bok zubu, lamela), ten vykonává rotační nebo vratný prvek. Patří zde motory:

- zubové,
- pístové – s vratným pohybem pístu,
- lamelové.

Zubové pneumatické motory jsou konstrukčně velmi jednoduché a jsou menších rozměrů. Jsou tvořeny dvěma ozubenými rotory, které jsou uloženy s malými obvodovými vůlemi ve skříni motoru. Rotory mají zuby buď přímé, šikmé nebo šípové. Pro nejmenší výkony se využívá ozubení rotoru přímé, pro výkony 5 – 15 kW se uplatňuje ozubení šikmé a pro vyšší výkony (15 – 60 kW) se používají rotory se zuby šípovými.

Pístové pneumatické motory pracují s vratným pohybem pístů umístěných ve válcích, které jsou uspořádány kolem osy rotace hvězdnicově. Pracují na stejném principu jako klikový mechanismus. Vyrábějí se v rozsahu výkonu od 0,5 do 50 kW.

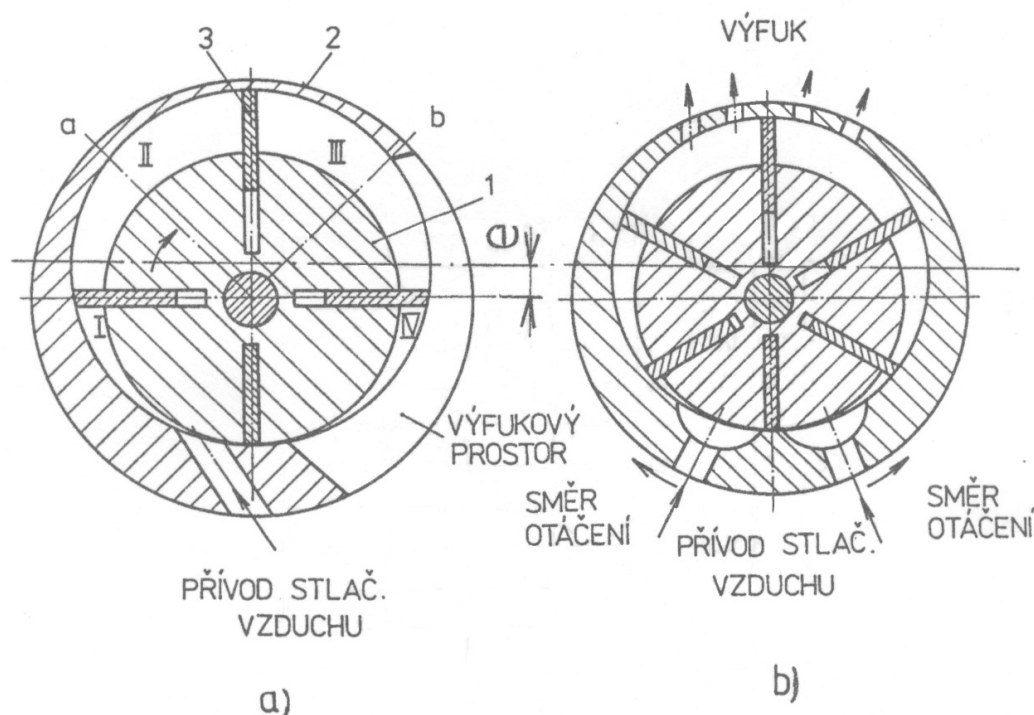
Lamelové pneumatické motory rozeberu podrobněji, protože právě tento typ pneumomotoru nahradí stávající hydromotor.

## Lamelové pneumomotory

Tyto motory jsou ze všech zde uvedených nejrozšířenější a nejpoužívanější, a to hlavně pro jejich všestranné použití v pohonech ručních pneumatických rotačních nástrojů jako jsou brusky, pily, vrtačky, utahováky. Díky jejich jednoduché konstrukci, malým rozměrům a malé hmotnosti je možno motor vestavět přímo do tělesa stoje. Dají se snadno připojit na běžný průmyslový rozvod stlačeného vzduchu ve výrobních halách či jinde. Také se dají jednoduše připojit na mobilní kompresor. To vše zvyšuje pohotovost a upotřebitelnost těchto motorů v různých odvětvích výroby a montáže.

Běžně se lamelové pneumomotory vyrábějí pro rozsah výkonů od několika W do 5 kW, ve speciálních případech (nakladače, dopravníky, startéry, kladkostroje) pak i do 20 kW. Otáčky se pohybují od několika desítek tisíc za minutu (nejnižší výkony), až do několika set otáček za minutu (při vyšších výkonech). Pokud je pak zapotřebí otáčky zredukovat obvykle se výstupní hřídel lamelového motoru spojí s jednostupňovým nebo dvojestupňovým planetovým reduktorem.

Konstruuji se buď jen pro jeden směr otáčení, nebo jako reverzační (pro oba směry). Princip motoru pro jeden směr otáčení je na obr. 2.11a.



Obr. 2.11 – Princip činnosti lamelového pneumatického motoru

a - nereverzační, b – reverzační: 1 – rotor, 2 – stator, 3 – lamely, I, II, III, IV – pracovní prostory

Ve statoru 2 je uložen výstředně s excentricitou  $e$  rotor 1 tak, aby v jednom místě byla nepatrná vůle, která je utěšňována jen olejovým filtrem. Rotor má několik podélných drážek, v nichž jsou umístěny lamely 3 kolmo na osu hřídele. Během rotace jsou odstředivou silou lamely vysouvány z drážky směrem ke stěně statoru a tím dojde k rozdělení prostoru na jednotlivé pracovní prostory I až IV. Přívod stlačeného vzduchu je uskutečněn otvorem ve statoru do prostoru I, kde působí na plochu lamely. Jakmile vstupní prostor přestoupí další lamela, působí na předchozí lamelu pouze tlak expandujícího vzduchu v prostoru II. V prostoru III pak účinek expandujícího vzduchu zaniká.

Na obr. 2.11b je znázorněn příklad konstrukce lamelového pneumatického motoru pro oba směry (reverzačního). Ten musí mít výfukové otvory provedeny souměrně a lamely jsou opět kolmé k ose hřídele.

### **Výhody pneumatických systémů**

Mezi výhody těchto pohonů patří především snadná rychlostní, otáčková, silová a výkonová regulace. Mezi další výrazné výhody patří:

- jednoduchá konstrukce motoru i ovládacích a řídicích prvků,
- jednoduchá obsluha a spolehlivý provoz,
- možnost provozu v různém prostředí (prašné, nebezpečné výbuchem, vlhké až mokré, pod vodou, agresivní prostředí),
- necitelné vůči rázům poháněného mechanismu i rázům v rozvodném systému tlakové energie,
- není nutné odpadní potrubí,
- schopnost trvale přenášet maximální zatížení bez rizika poškození motoru,
- díky práci s přetlakem je zabráněno vnikání nečistot z okolí do prvků a tím jejich opotřebování,
- čistota provozu pneumatických mechanismů umožňuje aplikaci těchto pohonů v potravinářství, farmaceutice, v textilním a oděvním průmyslu, kde nehrozí při případné poruše znehodnocení výrobků a zničení strojů.

### **Nevýhody pneumatických systémů**

Také je zapotřebí zmínit nevýhody, z nichž ta hlavní je nízká účinnost. Další nevýhody udává samotný nositel energie – stlačený vzduch. Je třeba jej zbavit od nečistot a vlhkosti a nasýtit olejovou mlhou z důvodu mazání. Další mnohdy velká nevýhoda je hlučnost, která může být i překážkou v použití těchto pohonů na určitých místech. A v neposlední řadě pak

obtížnost přesné regulace otáček a jejich udržení v konstantní hodnotě, z důvodu měkké charakteristiky motoru. Mezi další nevýhody patří:

- drahý provoz – výroba stlačeného vzduchu je asi 6 – 8krát dražší, než výroba elektrické energie a asi 4krát dražší, než výroba stlačené kapaliny – vznikají ekonomické ztráty především rozvodem, ale také nedokonalou expanzí,
- malá tuhost mechanismu zapříčiněná stlačitelností vzduchu,
- hlučnost zapříčiněná expandovaným vzduchem na výstupu z pneumatického prvku,
- nízký pracovní tlak stlačeného vzduchu (maximálně 1 MPa) – pro získání větších sil a krouticích momentů je zapotřebí rozměrnějších pneumatických zařízení.

## **Zhodnocení**

Pneumatické mechanismy mají celou řadu výhod, které jim umožňují aplikaci v mnoha různých případech a v prostředí, kde bychom jen těžko aplikovali elektrická či hydraulická zařízení. Právě pracovní médium – stlačený vzduch dává celou škálu výhod i nevýhod. Na jednu stranu je ekologicky nezávadný neznečišťuje pracoviště, umožňuje snadnou a rychlou regulaci, avšak na stranu druhou je stlačitelný (malá tuhost pneumatických systémů) a jeho příprava a rozvod může být mnohdy ekonomicky náročná záležitost.

Klady, které tyto systémy nabízejí, několikanásobně převyšují zápory, pokud vezmu v potaz mou aplikaci na ručním nástroji (pásové pile), kde jsou ceněny menší rozměry a nižší hmotnost. Pokud vezmu v potaz ještě aplikaci v dole s centrálním rozvodem stlačeného vzduchu je tato možnost jasným krokem vpřed.

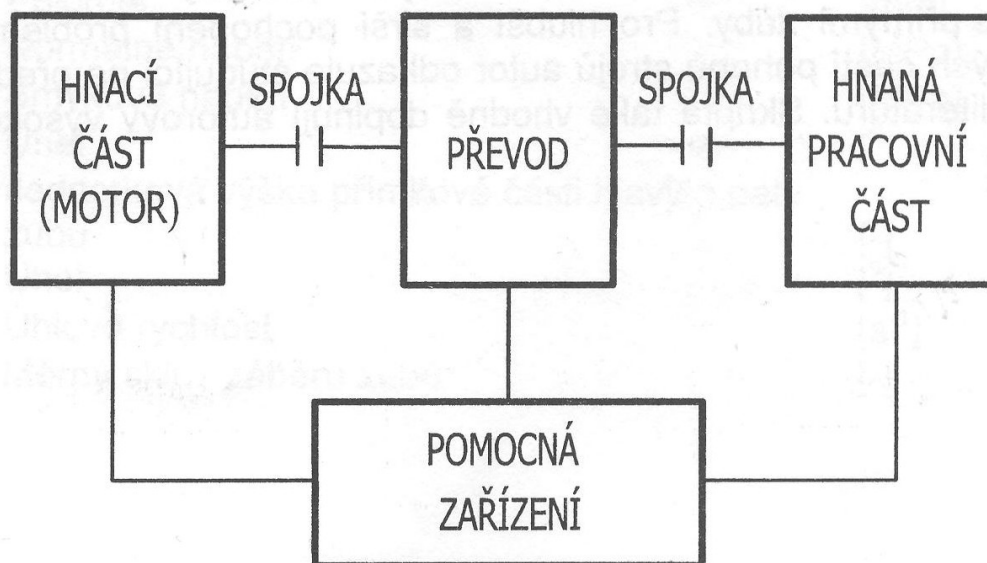
Konkrétně budu volit pro svou aplikaci na pásové pile HPG/SM-200/200 rotační lamelový pneumomotor. Jde o motor s rotačním výstupem, který je výhodný především ve svých rozměrech a hmotnosti což je velmi přínosné v případě ručního obráběcího stroje.

## **2.3 Mechanické převody**

Převod je nedílnou součástí asi dnes každého pohonu. Snad každý stroj se obecně skládá z hnací a hnané části a pracovní části. Obvykle převod vyžadujeme v těch případech, kdy je zapotřebí snížit či zvýšit otáčky nebo krouticí moment a obvodovou rychlost pohonu. Dále se často dostáváme do situací kdy hnací a hnaný stoj vykonávají různé pohyby (otáčivý, přímočarý, kývavý, přerušovaný), i v těchto případech je zapotřebí obě části přizpůsobit pomocí převodu. Je zapotřebí brát v potaz to, že změna kinematiky při stejném příkonu nám způsobí na výstupu z převodu změnu momentů a sil. Blokové schéma jednoduchého pohonu



stroje je znázorněno na obr. 2.12, kde jako pomocná zařízení mohou být různé řídicí, regulační, chladicí, kontrolní, ovládací a další prvky.



**Obr. 2.12 – Blokové schéma pohonu stroje**

Mechanický převod se definuje jako mechanismus, který přenáší točivý pohyb pomocí kol tak, že zvýší či sníží otáčky a tím také krouticí moment.

Převody se z hlediska přenosu energie dělí:

- mechanické,
- hydraulické,
- elektrické,
- pneumatické,
- kombinace předchozích.

Každý z výše uvedených převodů má své výhody i nevýhody. Z nich jsou stále dodnes nejrozšířenější mechanické převody, zejména převody rotačního typu, i přes velký pokrok a rozvoj hydraulických, pneumatických a elektrických převodů.

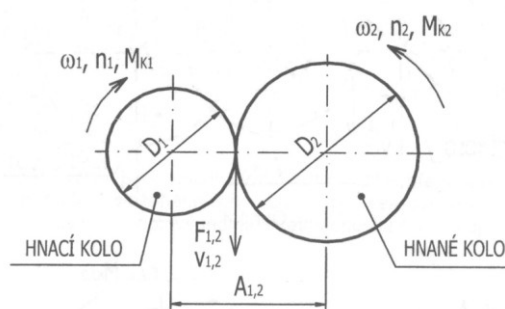
Mechanické převody lze dále dělit podle počtu kol:

- jednoduché (jednostupňové) – mají pouze dvě kola,
- složené (vícestupňové) – mají 3 kola a více,
- s vloženými koly – mají 2 kola a k nim další vložená kola.

## Jednoduché převody

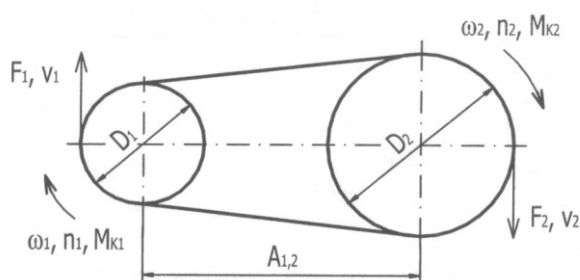
V případě jednoduchých převodů převodový poměr (převodový poměr) přímo udávají parametry právě jen dvou kol. Jednoduché převody mohou být:

- a) přímé – převodová kola jsou v bezprostředním kontaktu a otáčejí se v opačných směrech. Jednoduché přímé převody lze ještě rozdělit podle způsobu záběru kol na třecí (silové) a zubové (tvarové). Třecí převody pracují na principu skluzu (variátory). Zubové převody nepracují se skluzem (ozubené převody). Klasický jednoduchý přímý převod je znázorněn na obr. 2.13.



Obr. 2.13 – Jednoduchý přímý převod

- b) nepřímé – převodová kola pracují ve větších osových vzdálenostech a přenos sil či momentů bývá uskutečněn pomocí tažného prvku. Kola se otáčejí ve stejném směru. Jednoduché nepřímé převody se dále dělí na třecí a zubové. U třecích převodů kola pracují se skluzem a jedná se především o řetězové či lanové převody. Jednoduchý nepřímý převod je znázorněn na obr. 2.14.



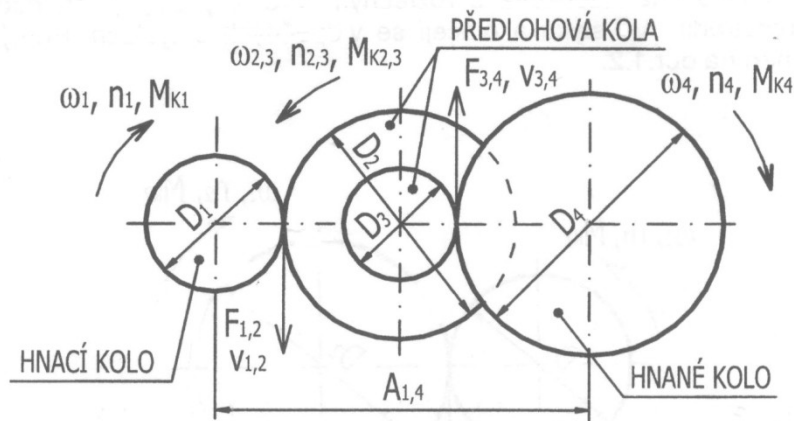
Obr. 2.14 – Jednoduchý nepřímý převod

Výpočet převodového poměru:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad [-] \quad (2.5)$$

## Složené převody

Složené převody se užívají pro dosažení vyšších převodových poměrů. Zde je zapotřebí počítat s dílčími převody pro každé soukolí v záběru a nakonec vypočteme celkový převodový poměr. Platí zde stejné rozdělení jako u jednoduchých převodů. Složený přímý převod můžeme vidět na obr. 2.15.



Obr. 2.15 – Složený převod přímý

Výpočet dílčích převodových poměrů:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_{2,3}} = \frac{n_1}{n_{2,3}} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad [-] \quad (2.6)$$

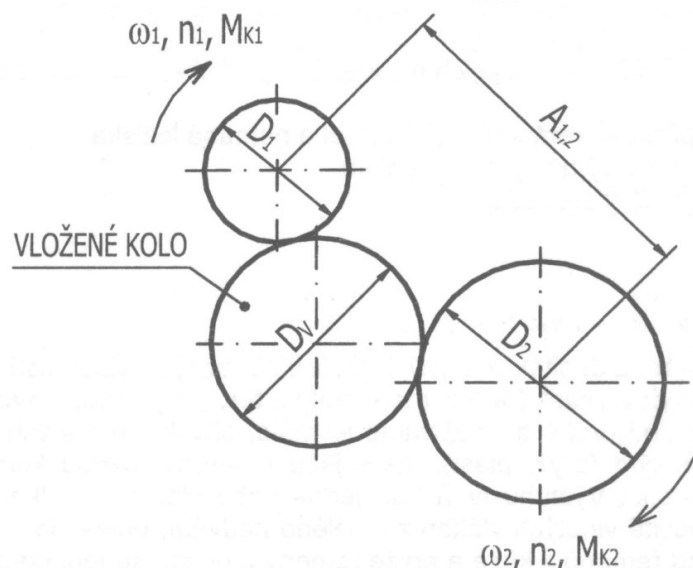
$$i_{3,4} = \frac{\omega_{2,3}}{\omega_4} = \frac{n_{2,3}}{n_4} = \frac{D_4}{D_3} = \frac{z_4}{z_3} \quad [-] \quad (2.7)$$

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} = \frac{n_1}{n_{2,3}} \cdot \frac{n_{2,3}}{n_4} = \frac{n_1}{n_4} \quad [-] \quad (2.8)$$

## Převody s vloženými koly

U převodů s vloženými koly nám převodový poměr ovlivňují pouze 2 kola a to na vstupu a výstupu, vložená kola nemají na výsledný převodový poměr vliv, mění pouze směr otáčení. Užívají se především pro dosažení větších osových vzdáleností, nebo změnu smyslu otáčení. Další předností je možnost dosažení různých převodových poměrů při stejné osové vzdálenosti, v případě když spolu s vloženým kolem vyměníme i jedno z převodových kol.



Obr. 2.16 – Převod s vloženým kolem

Převodový poměr pak bude:

$$i_{1,2} = i_{1,V} \cdot i_{V,2} = \frac{D_V}{D_1} \cdot \frac{D_2}{D_V} = \frac{D_2}{D_1} \quad [-] \quad (2.9)$$

Podle velikosti převodového poměru se rozlišují dva základní typy převodů:

- $i > 1$  převod do pomala – **reduktor**,
- $i < 1$  převod do rychla – **multiplikátor**,

Ani zdaleka zde nejsou rozebrány všechny typy mechanických převodů. Ty mají velký vliv na výsledné rozměry, hmotnost, životnost a spolehlivost strojů. Proto je jich navržena celá škála, abychom se po všech stránkách dané situaci mohli co nejvíce přiblížit a přitom nestrádat na rozměrech a hmotnosti. Zde je několik dalších existujících mechanických převodů:

- planetový převod,
- klikový mechanismus,
- vačkový mechanismus,
- diferenciální ústrojí,
- maltézský mechanismus.

## Ozubené převody

Ozubené převody jsou dosud nejpoužívanějším a nejvýznamnějším typem mechanických převodů. Každé ozubené soukolí se skládá z hnaného kola a hnacího kola, přičemž menší kolo nazýváme **pastorek** a větší kolo pak nazýváme **kolo**. Nejdůležitější prvek každého kola je pak ozubený věnec, který je tvořen nejčastěji zuby evolventního profilu, rovnoměrně rozloženými po celém obvodu kola. Zuby ozubeného kola mohou být přímé, šikmé a šípové.

Základní podmínkou je aby pastorek a kolo ve společném záběru (soukolí) měly společné parametry profilu ozubení – modul, úhel profilu, výška hlavy, výška paty. Tyto parametry bývají zpravidla dány společným obráběcím nástrojem. Pak nazýváme obě kola **sdružená**.

Výhody ozubených převodů:

- konstantní převodový poměr,
- možnost dosažení velkých převodových poměrů,
- velké výkony,
- velké obvodové rychlosti,
- spolehlivost a vysoká životnost,
- malé rozměry a kompaktnost,
- snesou krátkodobé přetížení.

Nevýhody:

- složitá a nákladná výroba z důvodu přesnosti, cena neúměrně roste s velikostí kola,
- hluk a chvění,
- nutnost kvalitního maziva a při větších výkonech i chlazení,
- nelze dosáhnout libovolného převodového poměru.

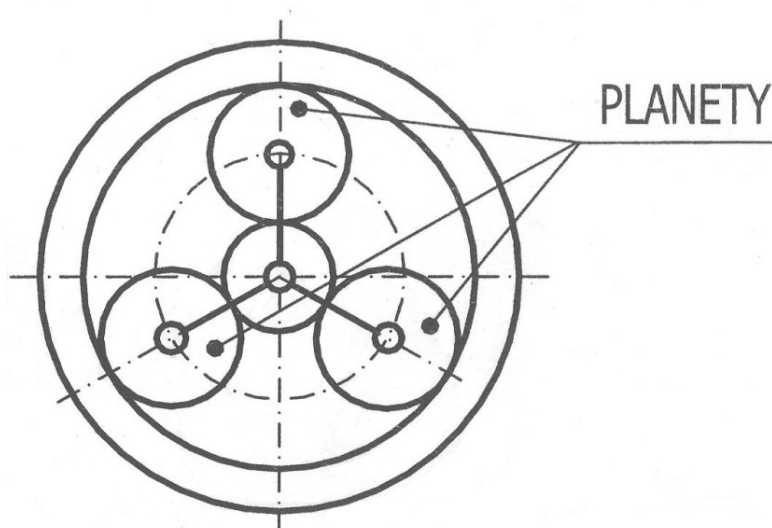
Rozdělení ozubených převodů podle vzájemné polohy os kol:

- **soukolí valivá čelní** – osy jsou rovnoběžné,
- **soukolí valivá kuželová** – osy jsou různoběžné,
- **soukolí šroubová** – osy jsou mimoběžné.

Rozdělení ozubených převodů podle prostorového pohybu os:

- **předlokové** – poloha os rotace ozubených kol se vůči rámu nemění,
- **planetové** – osy některých kol (planet) konají vůči rámu krouživý pohyb (obr. 2.17).

Planetové převody a předovky popíšu podrobněji, protože tento převod v kombinaci s lamelovým pneumomotorem bude tvořit pohonnou jednotku pásové pily HPG/SM-200/200.



Obr. 2.17 – Planetový převod

## 2.4 Planetové převody a převodovky

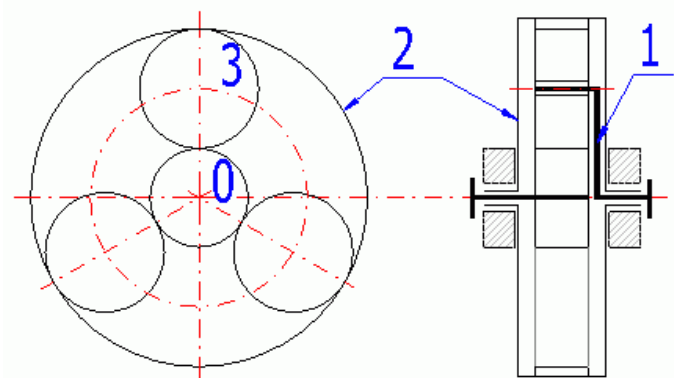
Zde některé členy (planety, satelity) konají současně 2 rotace. Rotují kolem své osy na unášeci, a ten se rovněž otáčí kolem centrální osy – konají vůči rámu planetový pohyb. Centrální osou je myšlena přímka, která je proložena osami vstupního hřídele, výstupního hřídele a unášече. Jedná se o hlavní osu celého mechanismu.

Přiváděný výkon na centrální kolo se dělí do tolika ozubení, kolik je v převodu satelitů. Právě tato vlastnost vede k menšímu zatížení a menším modulům kol, a tudíž i lepší kompaktnosti těchto převodů. Hlavní ložiska všech otočných členů nenesou žádné radiální zatížení, protože síly na ně působí ve dvojicích. Centrální kolo je bez ložisek a je přímo uloženo v záběru se satelity což umožňuje přivádět velmi vysoké otáčky ( $i = 500 \text{ s}^{-1}$ ) a redukovat je do pomala. Některé planetové převodovky umožňují dosáhnout velmi vysokých převodových poměrů ( $i = 10\,000$ ), avšak při nízké účinnosti.

Často se planetová soukolí používají jako diferenciály, protože mají dva stupně volnosti. Rám (skříň) je totiž otočně uložen na vstupním a výstupním hřídeli. Diferenciály mohou skládat více pohybů do jednoho (zdvihadla, obráběcí stroje) nebo naopak pohyby rozkládat (diferenciál u automobilů).

## Skladba planetové převodovky

Planetová převodovka je tvořena centrálním kolem uloženým v centrální ose, dále satelity (obvykle 2 – 3), unáščem satelitů, korunovým kolem a rámem. Skladba je znázorněna na obr. 2.18.



**Obr. 2.18 – Jednoduchý planetový převod s jednostupňovým ozubením satelitu**

**0 – centrální kolo, 1 – unáščeč, 2 – korunové kolo, 3 - satelit**

Centrální kolo je souosé s unáščem a korunovým kolem. Unáščeč slouží především jako opěra a vodící člen satelitů. Satelity jsou ozubená kola, která jsou otočně uložena na unáščeči a jsou v záběru s centrálním a korunovým kolem. Mohou být jednoduché u jednostupňových převodovek nebo dvojité u dvoustupňových. Dvoustupňové planetové převodovky mají větší kinematické možnosti, jsou však výrobně a cenově mnohem náročnější. Korunové kolo bývá pevně spojeno s rámem nebo uloženo otočně (diferenciál).

U těchto převodů se nejčastěji používají kola valivá čelní. Výjimečně se používají kola kuželová nebo šneková. Ozubení bývá zpravidla přímé, ve zvláštních případech šikmé.

### Výhody:

- schopnost přenosu velkých výkonů,
- úspora místa souosým uspořádáním hnacího a hnaného hřídele,
- vysoká účinnost i při velkých přenášených výkonech,
- realizace vysokých převodových poměrů,
- nízké radiální zatížení ložisek centrálních členů,
- lehká a kompaktní konstrukce,
- možnost využití převodu i ve formě diferenciálu,
- vyšší životnost.

### **Nevýhody:**

- složitější konstrukce, vyšší požadavky na přesnost výroby a montáže,
- vyšší výrobní náklady,
- některé omezující podmínky (smontovatelnost, vůle mezi sousedními satelity) – součet zubů satelitů musí být beze zbytku dělitelný jejich počtem.

### **Užití planetových převodovek**

Vzhledem k výše uvedeným výhodám nalézají planetové převodovky uplatnění ve stále širším okruhu oblastí. Jedná se například o zdvihací a manipulační zařízení, průmyslové roboty, výrobní stroje, stavební stroje plynové turbíny, převodovky motorových vozidel a lodní převodovky. Často jsou užívány v kombinaci s jinými druhy převodů, například s hydraulickými, třecími.

### **Zhodnocení**

Právě planetová převodovka je vhodný typ převodovky pro mou aplikaci na pásové pile a to hned z několika důvodů. Jedním z nejdůležitějších je fakt, že je možno na tuto převodovku přivést velmi vysoké otáčky, to je pro mne značnou výhodou. Typickým rysem lamelových pneumatických motorů jsou právě velmi vysoké otáčky na výstupu. Dalším plusem jsou rozměry, které jsou vzhledem k ostatním převodovkám poměrně malé. Z toho vyplývá menší hmotnost. Tyto parametry jsou důležité u mechanismu navrhovaného pro pohonnou jednotku na ruční pásové pile.

## **2.5 Pásové pily**

Nejprve něco k samotné teorii řezání.

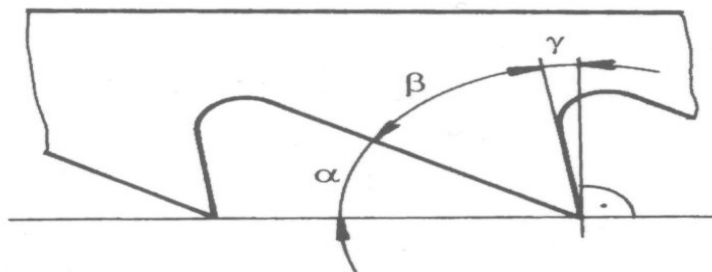
### **Řezání**

Řezání patří k běžným způsobům dělení materiálů vedle stříhání sekání a rozbrušování. Řezání je v podstatě rozdělování materiálu opakovaným oddělováním malých třísek mnohazubým nástrojem – pilovým listem či pásem. Zásadní rozdíl mezi pilovým pásem a listem tvoří délka a tloušťka. Pilový pás je nekonečný řezný prvek a jeho tloušťka bývá zpravidla v rozmezí 0,2 až 1,2 mm. Udává se, že díky menší tloušťce pásu bývají menší ztráty materiálu prořezem a to až o 2 třetiny ve srovnání s pilovým listem. Pilový list má určitou délku, která se odvíjí od rozpětí pilky či stroje.

Výkonnost řezání závisí na několika faktorech. První z nich tvoří volbu vhodné řezací metody, kdy je ruční řezání nejméně produktivní a výkonná možnost. Oproti tomu řezání



na pásové pile je vysoce produktivní způsob dělení materiálu o mnohem vyšší výkonnosti. Další z faktorů pak jsou samotné řezné podmínky pro zvolený typ řezání, popřípadě parametry řezacího stroje. V neposlední řadě pak na správně zvoleném tvaru a hustotě zubů pilového listu či pásu.



Obr. 2.19 – Řezné úhly pilového pásu a listu

Na obr. 2.19 je vyobrazen detail mnohazubého nástroje v záběru i s řeznými úhly. Zde je nutno poznamenat že úhel čela gamma bývá v případě tvrdých materiálů (oceli) nulový. U měkčích materiálů (hliník, měď) narůstá velikost tohoto úhlu do zhruba 10°.

Hustota zubů na pilovém listu či pásu je udávána počtem zubů na délce jednoho palce (1“), tedy na délce 25,4 mm. Pilové listy a pásy se dělí podle následující tabulky.

| ozubení | počet zubů na 1“ | řezaný materiál             |
|---------|------------------|-----------------------------|
| husté   | 25 až 32         | plechy a tenkostěnné trubky |
| střední | 18 až 24         | tvrdá ocel, mosaz           |
| řídke   | 14 až 17         | měkká ocel, měď, hliník     |

Tab. 2.1 – Rozdělení pilových pásů a listů podle počtu zubů

### Pásové pily

Jedná se o robustní dělicí stroje určené k dělení malých sérií dílů především ve výrobních halách. V případě ručních pásových pil jde pak o menší dělicí stroje, které je možno užívat v halách, dolech nebo i mimo centrální rozvod, při užití patřičného agregátu. Dosahují výkonu řádově až několik set cm<sup>2</sup> plochy řezu za minutu.



**Obr. 2.20 – Klasický příklad pásové pily užívané ve výrobních halách**

Dříve se u nás tyto pily využívající pás používaly především pro řezání měkkých materiálů, jako jsou plasty nebo dřevo, avšak mnohem méně na dělení kovů jako je tomu dnes. Důvodem bylo, že u nás nebyly v takové míře rozšířeny výkonnější pily, které by měly i patřičnou životnost. Velký zvrat u pohonů těchto strojů způsobilo až rozšíření hydraulických a pneumatických motorů.

Princip práce pásových pil spočívá v tom, že pilový pás je veden mezi poháněným hnacím a napínacím kotoučem. Mezi těmito kotouči pás neustále obíhá a v odhaleném místě vymezeném pro řez (viz obr. 2.21) dochází k opakovanému ubírání materiálu.



**Obr. 2.21 – Vymezený prostor pásu na pile k řezání**

Nejznámější výrobce a zároveň dodavatel pásových pil u nás a je společnost PILOUS – TMJ s.r.o., která vznikla v roce 1994. Se svou produkcí 2500 strojů ročně se řadí mezi přední světové výrobce pásových pil. Firma dodává a vyrábí nejen pily pásové ale i pily kotoučové,

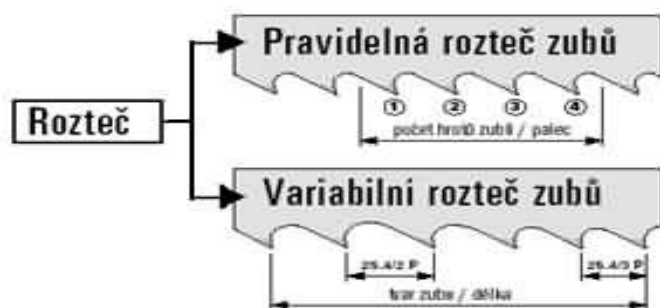
brusky, dopravníky, ohýbačky, chladicí emulze a samozřejmě pilové pásy a příslušenství k pilám.

Mezi další významné výrobce u nás patří společnosti BOMAR s.r.o. a PEGAS – GONDA s.r.o. Pak je řada menších výrobců a dodavatelů, kteří se soustředí na určité oblasti týkající se pásových pil a příslušenství k nim.

### Pilové pásy

Jak už bylo řečeno, pilové pásy jsou svou konstrukcí velmi blízké pilovým listům.

Rozteč pilových pásů je udávána počtem zubů na délce jednoho palce. Všeobecně se používají pilové pásy s menší roztečí, je-li řezná délka kratší, a pro větší řezné délky se užívají rozteče větší. Rozteč zubů může být (viz obr. 2.22):



Obr. 2.22 – Rozteče zubů pilových pásů

- pravidelná (hroty zubů jsou rozmístěny v pravidelných intervalech),
- variabilní (v rozmezí jednoho palce jsou kombinovány četné odlišné rozteče) – tato možnost pomáhá potlačovat vibrace, je i více univerzálnější co se materiálu týče.

Rozvod zubů pilových pásů bývá konstruován v několika variantách, zohledňujících tvrdost, pevnost a dělitelnost řezaných materiálů. Některé příklady rozvodů zubů můžeme vidět na obr. 2.23 a obr. 2.24.



Obr. 2.23 – Nastavení vzpěry



**Obr. 2.24 – Skupinové nastavení**

### **Příslušenství k pásovým pilám**

Vedle pilových pásů tvoří nejběžnější a nejpoužívanější příslušenství se dají považovat chladicí a mazací emulze. Dále pak jde o nejrůznější upínací a nastavovací prvky (obr. 2.26) a tenzometry, což jsou zařízení určená ke správnému seřízení a kontrole napnutí pilového pásu. V případě pásových pil v halách jsou v nabídce podpěrné válečky nebo válečkové dopravníky.

Za zmínku ještě stojí drátěné kartáče určené k čištění pilového pásu od špon v mezizubových mezerách. Tím pomáhají zajistit hladké řezání.

### 3 Návrh pohonné jednotky

#### 3.1 Návrh postupu

Stávající hydromotor má tyto parametry:

- maximální otáčky –  $1300 \text{ min}^{-1}$ ,
- pracovní tlak –  $25 \text{ MPa}$ ,
- průtočné množství ( $Q$ ) –  $8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ,
- točivý moment –  $200 \text{ Nm}$ .

Hodnota stávajícího převodového poměru je  $i = 4$ .

Na navržený rotační lamelový pneumomotor budou kladeny především požadavky na pracovní tlak, jehož hodnota v centrálním rozvodu stlačeného vzduchu činí  $0,4 \text{ MPa}$ . Točivý moment na výstupu není příliš podstatný. Rotační lamelové pneumotické motory zpravidla nedosahují vyšších točivých momentů na výstupu. Podstatné jsou právě otáčky, které bývají hodně vysoké, a proto je bude zapotřebí zredukovat natolik, abych vyhověl požadovanému rychlostnímu rozsahu oběhu pásu pily, který je  $40 - 80 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Výkon sice výrazně ovlivňuje řezné podmínky, ale pohon je navrhován pro ruční nástroj, a proto není možné zaměřit se pouze na co nejvyšší výkon. S rostoucím výkonem rostou rozměry i hmotnost pohonu a samozřejmě taky cena. Je zapotřebí navrhnout efektivně pohon tak, aby byl co nejmenší a nejlehčí, ale zároveň se výsledná rychlost pásu musí vejít do výše uvedeného rozsahu, který je udáván výrobcem.

Bude tedy zapotřebí navrhnout pohon, který splní požadavky na něj kladené, ale zároveň bude mít minimální výkon alespoň  $0,4 \text{ kW}$ . Při této hladině výkonu by nemělo docházet k zastavení větší pásové pily a výkon  $0,45 \text{ kW}$  je pak již běžně užívaná hladina výkonu pro pneumotické pohony pásových pil.

První možností je zvolit vhodný motor a podle jeho parametrů na výstupu zvolit následně převodovku a provést potřebné výpočty.

Druhá možnost je, že budu respektovat dnešní trend a navrhnu motor, jehož součástí je planetová převodovka, a provedu potřebné výpočty. Toto řešení má hned několik výhod:

- není zapotřebí objednávat nejprve motor a následně podle motoru z katalogu jiného dodavatele převodovku,

- nehrozí zvýšené ztráty ve spojích – často se stává, že při volbě komponentů z katalogů více než jednoho výrobce je těžké sladit rozměry výstupních dříků a vstupních otvorů a tento problém je nutno řešit pouzdry, nebo v horších případech doobrobením,
- rozměry, hmotnost a hlavně cena takto navrženého pohonu jsou nižší,
- lze pohon volit s větším ohledem na připojovací plochy a otvory.

Tento postup má však nevýhodu – nezískám přímé údaje o motoru a převodovce, ale získám výsledné údaje na výstupu po spojení obou těchto mechanismů.

I přes uvedenou nevýhodu se přikláním ke druhé možnosti a můj návrh bude směřovat tímto směrem.

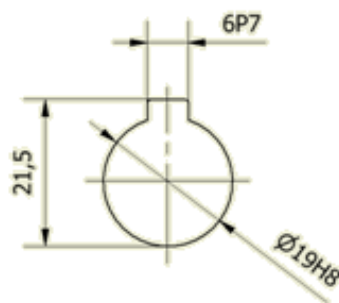
### 3.2 Volba rotačního lamelového pneumomotoru s planetovou převodovkou

Nejširší nabídku těchto pohonných systémů u nás nabízí tři velké společnosti: DEPRAG s.r.o., Atlas Copco s.r.o. a Fluidtechnik Bohemia s.r.o.

Společnost DEPRAG nabízí velký výběr rotačních lamelových pneumomotorů, ty se však pro mou aplikaci ve většině případů rozměrově či výkonově nehodí.

Fluidtechnik Bohemia nabízí širokou škálu pohonů značky Parker, ty excelují robustností, estetičností nebo výkonem, ale překážkou je cena. Dále pak některé pohony značky Atlas Copco, avšak katalogy zde jsou neúplné a zdaleka neobsahují všechny výrobní řady.

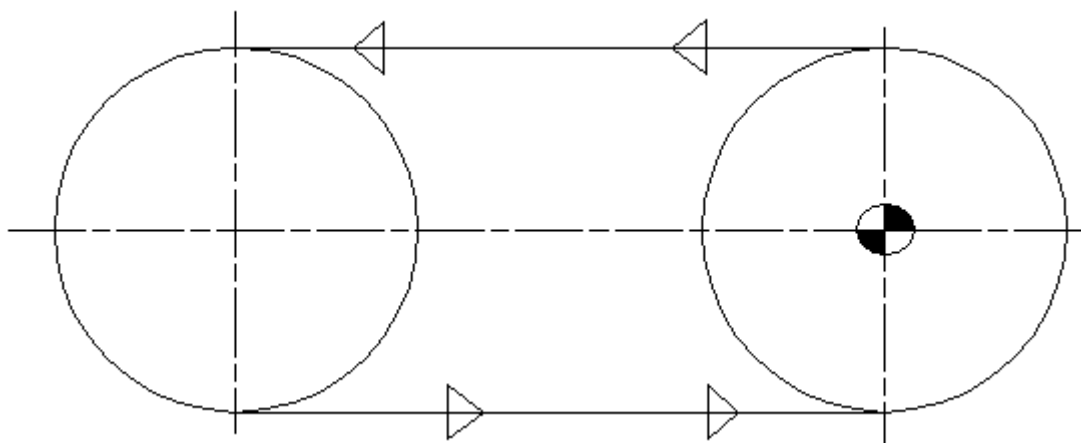
Budu volit pohon z katalogu umístěném na webových stránkách společnosti Atlas Copco, protože tento katalog je pro mé potřeby vhodnější. Nyní tvoří hlavní parametr, pomocí kterého se orientuji v katalogu, otvor v hnacím disku pily. Podrobná geometrie tohoto otvoru je vidět na obr. 3.1



Obr. 3.1 – Geometrie otvoru v hnacím disku pily

Rozměrům tohoto otvoru odpovídají rozměrově výstupní dríky rotačních lamelových motorů řady LZB 46 o výkonech v rozmezí 0,58 – 0,84 kW.

Následující schéma znázorňuje směr oběhu pásu mezi kotouči pily. Na základě toho budu volit motor se smyslem otáčení proti směru hodinových ručiček.



Obr. 3.2 – Schéma oběhu pásu pily

Na základě poznatků výše budu volit pohon z následující tabulky:

| Type                    | Ordering No. | Max output |      | Speed at max output<br>r/min | Torque at max output |         | Min starting torque |        | Free speed<br>r/min | Air cons. at max output |     | Weight |      | Shaft loading code <sup>1)</sup> |
|-------------------------|--------------|------------|------|------------------------------|----------------------|---------|---------------------|--------|---------------------|-------------------------|-----|--------|------|----------------------------------|
|                         |              | kW         | hp   |                              | Nm                   | lbf. ft | Nm                  | lbf.ft |                     | l/s                     | cfm | kg     | lb   |                                  |
|                         |              |            |      |                              |                      |         |                     |        |                     |                         |     |        |      |                                  |
| Anti-clockwise rotation |              |            |      |                              |                      |         |                     |        |                     |                         |     |        |      |                                  |
| LZB 46 AV200-11         | 8411 0465 04 | 0.84       | 1.13 | 10800                        | 0.74                 | 0.55    | 1.2                 | 0.88   | 21000               | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV065-11         | 8411 0465 12 | 0.84       | 1.13 | 3300                         | 2.4                  | 1.8     | 3.9                 | 2.9    | 6700                | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV040-11         | 8411 0465 20 | 0.84       | 1.13 | 2100                         | 3.8                  | 2.8     | 6.2                 | 4.6    | 4200                | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV025-11         | 8411 0465 38 | 0.84       | 1.13 | 1280                         | 6.3                  | 4.6     | 10                  | 7.4    | 2550                | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV015-11         | 8411 0465 46 | 0.83       | 1.11 | 750                          | 10.6                 | 7.8     | 16                  | 12     | 1500                | 16.5                    | 35  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AV010-11         | 8411 0465 53 | 0.83       | 1.11 | 480                          | 17                   | 12      | 25                  | 18     | 960                 | 16.5                    | 35  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AV005-11         | 8411 0465 61 | 0.83       | 1.11 | 290                          | 27                   | 20      | 45                  | 33     | 570                 | 16.5                    | 35  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AV030-11         | 8411 0465 79 | 0.81       | 1.09 | 160                          | 48                   | 35      | 75                  | 55     | 320                 | 16.5                    | 35  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AV020-11         | 8411 0465 87 | 0.81       | 1.09 | 100                          | 75                   | 55      | 120                 | 88     | 200                 | 16.5                    | 35  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AV0012-11        | 8411 0465 95 | 0.81       | 1.09 | 62                           | 125                  | 92      | 200                 | 150    | 125                 | 16.5                    | 35  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AV0008-11        | 8411 0466 03 | 0.79       | 1.06 | 40                           | 190                  | 140     | 310                 | 230    | 80                  | 16.5                    | 35  | 4.9    | 10.8 | h                                |
| LZB 46 AV0005-11        | 8411 0466 11 | 0.79       | 1.06 | 25                           | 300                  | 220     | 490                 | 360    | 50                  | 16.5                    | 35  | 4.9    | 10.8 | h                                |
| Reversible              |              |            |      |                              |                      |         |                     |        |                     |                         |     |        |      |                                  |
| LZB 46 AR170-11         | 8411 0463 06 | 0.62       | 0.83 | 8600                         | 0.68                 | 0.5     | 0.75                | 0.55   | 17000               | 14.5                    | 31  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AR050-11         | 8411 0463 14 | 0.62       | 0.83 | 2650                         | 2.2                  | 1.6     | 2.5                 | 1.8    | 5250                | 14.5                    | 31  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AR030-11         | 8411 0463 22 | 0.62       | 0.83 | 1700                         | 3.5                  | 2.6     | 4.0                 | 2.6    | 3350                | 14.5                    | 31  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AR020-11         | 8411 0463 30 | 0.62       | 0.83 | 1020                         | 5.8                  | 4.3     | 6.5                 | 4.8    | 2000                | 14.5                    | 31  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AR010-11         | 8411 0463 48 | 0.61       | 0.82 | 600                          | 9.8                  | 7.2     | 10.5                | 7.7    | 1170                | 14.5                    | 31  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AR007-11         | 8411 0463 55 | 0.61       | 0.82 | 380                          | 15                   | 11      | 16                  | 12     | 750                 | 14.5                    | 31  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AR004-11         | 8411 0463 63 | 0.61       | 0.82 | 230                          | 25                   | 18      | 27                  | 20     | 450                 | 14.5                    | 31  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AR0025-11        | 8411 0463 71 | 0.60       | 0.80 | 130                          | 44                   | 32      | 48                  | 35     | 250                 | 14.5                    | 31  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AR0015-11        | 8411 0463 89 | 0.60       | 0.80 | 80                           | 70                   | 52      | 75                  | 55     | 160                 | 14.5                    | 31  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AR0010-11        | 8411 0463 97 | 0.60       | 0.80 | 50                           | 115                  | 85      | 125                 | 92     | 95                  | 14.5                    | 31  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AR0006-11        | 8411 0464 05 | 0.58       | 0.78 | 32                           | 175                  | 130     | 190                 | 140    | 62                  | 14.5                    | 31  | 4.9    | 10.8 | h                                |
| LZB 46 AR0004-11        | 8411 0464 13 | 0.58       | 0.78 | 20                           | 275                  | 200     | 300                 | 220    | 40                  | 14.5                    | 31  | 4.9    | 10.8 | h                                |

Tab. 3.1 – Tabulka rotačních lamelových pneumomotorů reverzních a s rotací proti směru hodinových ručiček – řada LZB 46 o výkonech v rozmezí 0,58 – 0,84 kW

Parametry motorů uvedených výše se vztahují k pracovnímu tlaku 6,3 barů, což je 0,63 MPa. Já ale potřebuji hodnoty udané pro tlak 0,4 MPa. Výrobce zveřejnil v katalogu tabulku pro přepočet parametrů motorů na hodnoty jiné než 6,3 barů uvedenou níže.

| Correction factors |       |        |       |        |                 |
|--------------------|-------|--------|-------|--------|-----------------|
| Air Pressure       |       | Output | Speed | Torque | Air Consumption |
| (bar)              | (psi) |        |       |        |                 |
| 7                  | 101   | 1.13   | 1.01  | 1.09   | 1.11            |
| 6                  | 87    | 0.94   | 0.99  | 0.95   | 0.96            |
| 5                  | 73    | 0.71   | 0.93  | 0.79   | 0.77            |
| 4                  | 58    | 0.51   | 0.85  | 0.63   | 0.61            |
| 3                  | 44    | 0.33   | 0.73  | 0.48   | 0.44            |

Tab. 3.2 – Tabulka konstant pro přepočet parametrů motorů na jiné hladiny tlaků než 6,3 barů

Budou mne zajímat konstanty z řádku podtrženého červeně. V první řadě konstanta ze sloupce speed (otáčky), protože ty jsou pro mne hlavním požadovaným parametrem motoru. Konstanta, se kterou budu počítat pro přepočet otáček je 0,51.

Nejprve je třeba dopočíst, jakému otáčkovému rozsahu by měl zvolený motor odpovídat, a to pomocí vztahu 3.2:

$$v = \pi \cdot d \cdot n \quad [m \cdot \min^{-1}] \quad (3.1)$$

Po vyjádření otáček dostanu vztah 3.2, kde  $n$  jsou otáčky na výstupu z motoru,  $v$  je řezná rychlost pilového pásu v metrech za minutu a  $d$  je průměr hnacího kola kolem něhož pilový pás obíhá:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} \quad [\min^{-1}] \quad (3.2)$$

Dopočtu nejnižší možnou hladinu otáček po dosažení spodní hranice řezné rychlosti:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{40}{\pi \cdot 0,22} = 57,87 \min^{-1}$$

Dodržením stejného postupu spočítám nejvyšší možnou hladinu otáček při dosažení horní hranice rychlosti:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{80}{\pi \cdot 0,22} = 115,75 \min^{-1}$$



Tomuto rozsahu odpovídají motory zvýrazněné v tabulce níže.

| Type                    | Ordering No. | Max output |      | Speed at max output<br>r/min | Torque at max output |         | Min starting torque |        | Free speed<br>r/min | Air cons. at max output |     | Weight |      | Shaft loading code <sup>1)</sup> |
|-------------------------|--------------|------------|------|------------------------------|----------------------|---------|---------------------|--------|---------------------|-------------------------|-----|--------|------|----------------------------------|
|                         |              | kW         | hp   |                              | Nm                   | lbf. ft | Nm                  | lbf.ft |                     | l/s                     | cfm | kg     | lb   |                                  |
|                         |              |            |      |                              |                      |         |                     |        |                     |                         |     |        |      |                                  |
| Anti-clockwise rotation |              |            |      |                              |                      |         |                     |        |                     |                         |     |        |      |                                  |
| LZB 46 AV200-11         | 8411 0465 04 | 0.84       | 1.13 | 10800                        | 0.74                 | 0.55    | 1.2                 | 0.88   | 21000               | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV065-11         | 8411 0465 12 | 0.84       | 1.13 | 3300                         | 2.4                  | 1.8     | 3.9                 | 2.9    | 6700                | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV040-11         | 8411 0465 20 | 0.84       | 1.13 | 2100                         | 3.8                  | 2.8     | 6.2                 | 4.6    | 4200                | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV025-11         | 8411 0465 38 | 0.84       | 1.13 | 1280                         | 6.3                  | 4.6     | 10                  | 7.4    | 2550                | 16.5                    | 35  | 1.2    | 2.65 | e                                |
| LZB 46 AV015-11         | 8411 0465 46 | 0.83       | 1.11 | 750                          | 10.6                 | 7.8     | 16                  | 12     | 1500                | 16.5                    | 35  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AV010-11         | 8411 0465 53 | 0.83       | 1.11 | 480                          | 17                   | 12      | 25                  | 18     | 960                 | 16.5                    | 35  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AV005-11         | 8411 0465 61 | 0.83       | 1.11 | 290                          | 27                   | 20      | 45                  | 33     | 570                 | 16.5                    | 35  | 1.3    | 2.9  | e                                |
| LZB 46 AV0030-11        | 8411 0465 79 | 0.81       | 1.09 | 160                          | 48                   | 35      | 75                  | 55     | 320                 | 16.5                    | 35  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AV0020-11        | 8411 0465 87 | 0.81       | 1.09 | 100                          | 75                   | 55      | 120                 | 88     | 200                 | 16.5                    | 35  | 2.7    | 6.0  | g                                |
| LZB 46 AV0012-11        | 8411 0465 95 | 0.81       | 1.09 | 62                           | 125                  | 92      | 200                 | 150    | 125                 | 16.5                    | 35  | 2.7    | 6.0  | g                                |

Tab. 3.3 – Motory s nejvhodnějšími otáčkami

Dále je třeba přepočítat nejprve otáčky (speed at max output) těchto motorů vzhledem k mému požadovanému pracovnímu tlaku vzduchu a na základě toho rozhodnout, který z těchto pohonů bude vyhovovat lépe. Otáčky přepočtu podle následujícího přepočtu, kde  $n^*$  jsou otáčky při pracovním tlaku 0,4 MPa,  $n$  jsou otáčky při pracovním tlaku 0,63 MPa a  $c$  je konstanta (0,85) volená dle tab. 3.2:

$$n^* = n \cdot c \quad [\text{min}^{-1}] \quad (3.3)$$

Pro pohon LBZ 46 AV0012-11 budou výsledné otáčky při tlaku 0,4 MPa:

$$n^* = n \cdot c = 62 \cdot 0,85 = 52,7 \text{ min}^{-1}$$

Z výpočtu vyplývá, že tento pohon by při tlaku vzduchu 0,4 MPa **nesplnil** požadavky na potřebné otáčky.

Pro pohon LBZ 46 AV0020-11 budou výsledné otáčky při tlaku 0,4 MPa:

$$n^* = n \cdot c = 100 \cdot 0,85 = 85 \text{ min}^{-1}$$

Pohon LBZ 46 AV0020-11 dle přepočtu otáček splňuje podmínku uvedenou níže:

$$57,87 \leq 85 \leq 115,75 \text{ min}^{-1}$$

Výsledná řezná rychlost pilového pásu s tímto pohonem bude:

$$v = \pi \cdot d \cdot n^* = \pi \cdot 0,22 \cdot 85 = 58,75 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Tato hodnota řezné rychlosti pásu také splňuje podmínku níže:

$$40 \leq 58,75 \leq 80 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Nyní přepočítám ostatní důležité parametry pohonu LBZ 46 AV0020-11 pro pracovní tlak 0,4 MPa. Dle tab. 3.2 má konstanta pro přepočet výkonu hodnotu 0,51, dále pak konstanta pro přepočet krouticího momentu je 0,63 a konstanta pro spotřebu vzduchu má hodnotu 0,61. Parametry pohonu LBZ 46 AV0020-11 pro pracovní tlak 0,63 MPa tedy jsou:

- výkon –  $P = 0,81 \text{ kW}$ ,
- otáčky –  $n = 100 \text{ min}^{-1}$ ,
- krouticí moment při maximálním výkonu –  $M = 75 \text{ Nm}$ ,
- minimální krouticí moment při rozběhu –  $M_s = 120 \text{ Nm}$ ,
- otáčky v nezátíženém stavu –  $n_s = 200 \text{ min}^{-1}$ ,
- spotřeba vzduchu –  $S = 16,5 \text{ l.s}^{-1}$ ,
- hmotnost motoru –  $m = 2,7 \text{ kg}$ .

Výsledný výkon bude:

$$P^* = P \cdot 0,51 \tag{3.4}$$

$$P^* = 0,81 \cdot 0,51 = 0,41 \text{ kW}$$

Pozn. Tato hodnota výkonu je v těsné blízkosti výkonu uváděného k nezastavení pily, protože v mém případě se jedná o menší ruční pásovou pilu a řezná rychlost pásu se bude s tímto pohonem držet ve středních hodnotách rozsahu rychlostí, pak by k zastavení ani v krajních případech dojít nemělo.

$$\text{Otáčky tedy jsou } n = 85 \text{ min}^{-1}$$

Krouticí moment při maximálním výkonu je:

$$M^* = M \cdot 0,63 \tag{3.5}$$

$$M^* = 75 \cdot 0,63 = 47,25 \text{ Nm}$$

Minimální krouticí moment při rozběhu:

$$M_s^* = M_s \cdot 0,63 \quad (3.6)$$

$$M_s^* = 120 \cdot 0,63 = 75,6 \text{ Nm}$$

Otáčky v nezátíženém stavu:

$$n_s^* = n_s \cdot 0,85 \quad (3.7)$$

$$n_s^* = 200 \cdot 0,85 = 170 \text{ min}^{-1}$$

Spotřeba vzduchu:

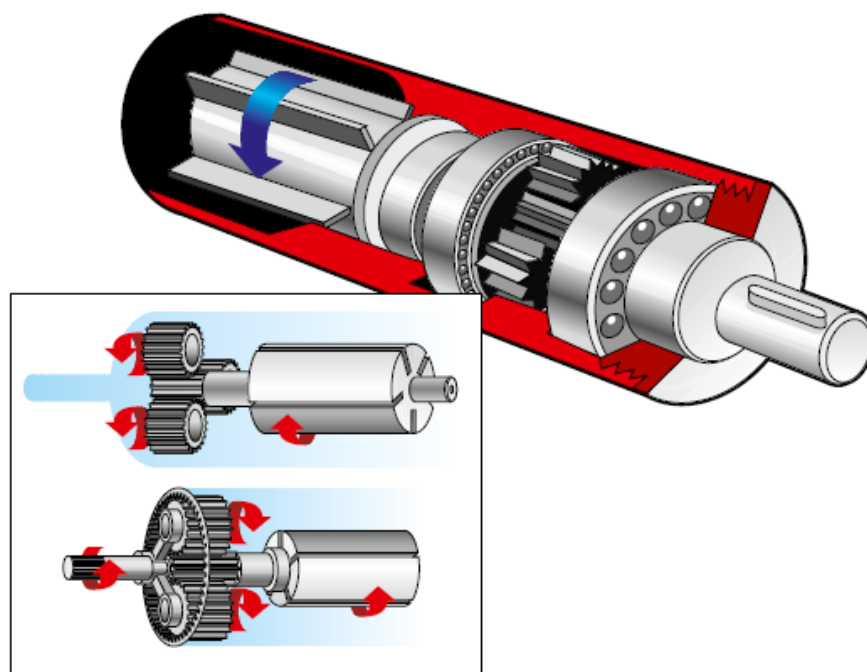
$$S^* = S \cdot 0,61 \quad (3.8)$$

$$S^* = 16,5 \cdot 0,61 = 10,1 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ted' mám na základě výše uvedených výpočtů k dispozici všechny parametry motoru LBZ 46 AV0020-11 pro můj požadovaný provozní tlak. Motor tohoto typu a jeho vnitřní skladbu můžeme vidět na obrázcích níže:

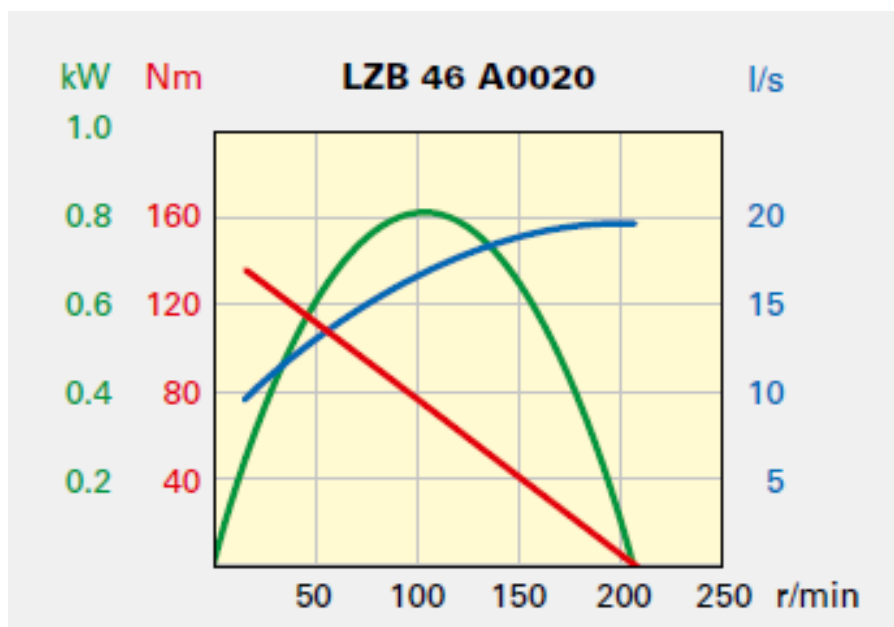


Obr. 3.3 – Motor LBZ 46 AV0020-11 s řadovou planetovou převodovkou



Obr. 3.4 – Vnitřní skladba motorů řady LZB

Na obr. 3.5 je schéma, na němž je vyobrazena momentová charakteristika motoru (červená), výkonová charakteristika motoru (zelená) a spotřeba vzduchu motoru (modrá). Údaje jsou pouze orientační, protože jde o diagram při pracovním tlaku 0,63 MPa.

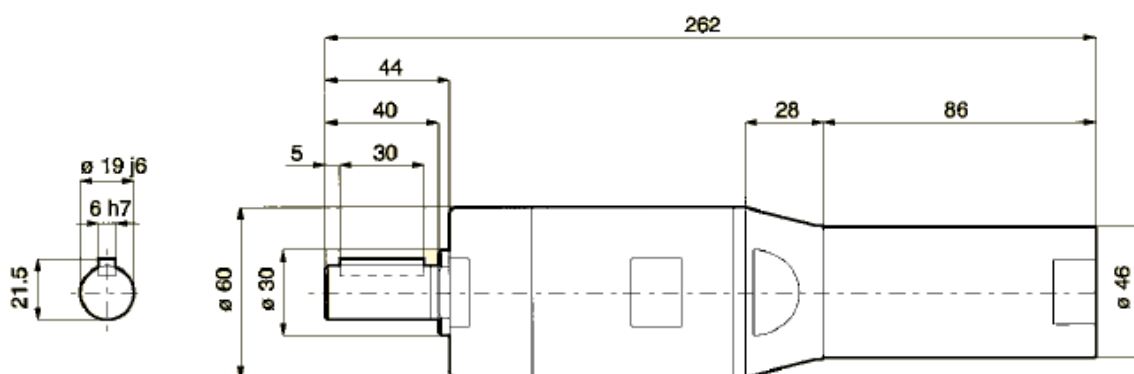


Obr. 3.5 – Diagram hlavních parametrů zvoleného motoru

## 4 Návrh rámu s rukojetí

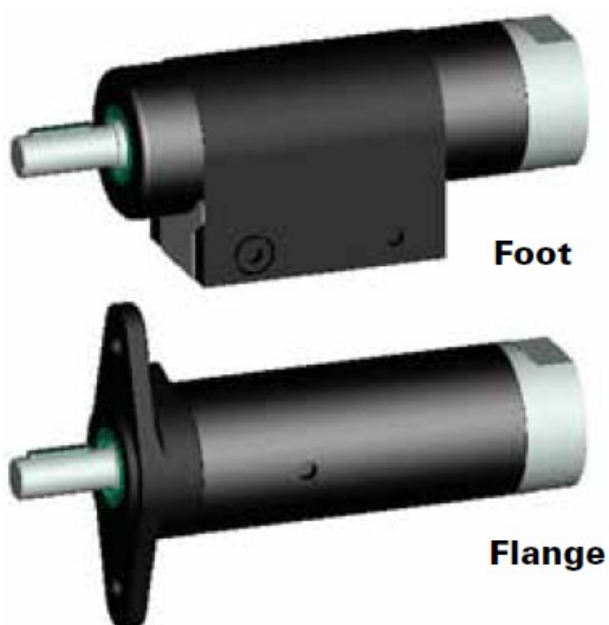
### 4.1 Tvarový a konstrukční návrh rámu

Návrh tvaru rámu se odvíjí především od připojovacích rozměrů navrženého rotačního lamelového pneumomotoru s řadovou planetovou převodovkou a připojovacích rozměrů a možností pily HPG/SM-200/200.



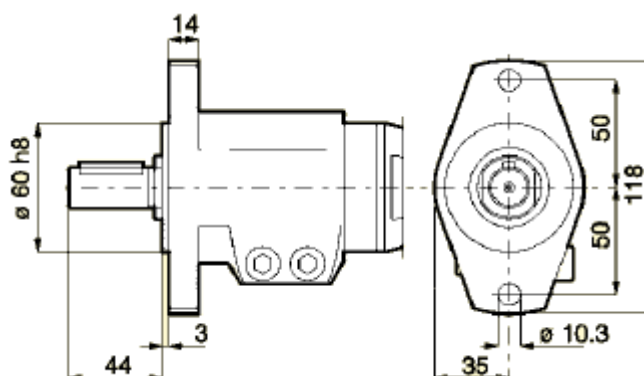
Obr. 4.1 – Rozměry zvoleného motoru

Výrobce také dodává vždy dva typy připevňovacích prvků k danému motoru viz. obrázek níže.



Obr 4.2 – Dostupné připevňovací prvky motorů řady LBZ

Nabízí se tedy možnost podstavce (foot) nebo příruby (flange). V mém případě jsem se rozhodl pro možnost příruby, kterou je možno přišroubovat rovnou k rámu pily. Také mě tato možnost dovolí snáze k motoru a pile připojit rám s rukojetí.



Obr 4.3 – Připojovací rozměry příruby

Dále bude zapotřebí ještě mírně upravit kryt hnacího disku pily. Z důvodu, že nynější provedení počítá s excentricitou současné čelní válcové převodovky. Mé řešení tuto excentricitu nenabízí, proto bude zapotřebí část krytu červeně zvýrazněnou níže odstranit a navrhnout jiné řešení co se týče připevnění rámu s rukojetí.



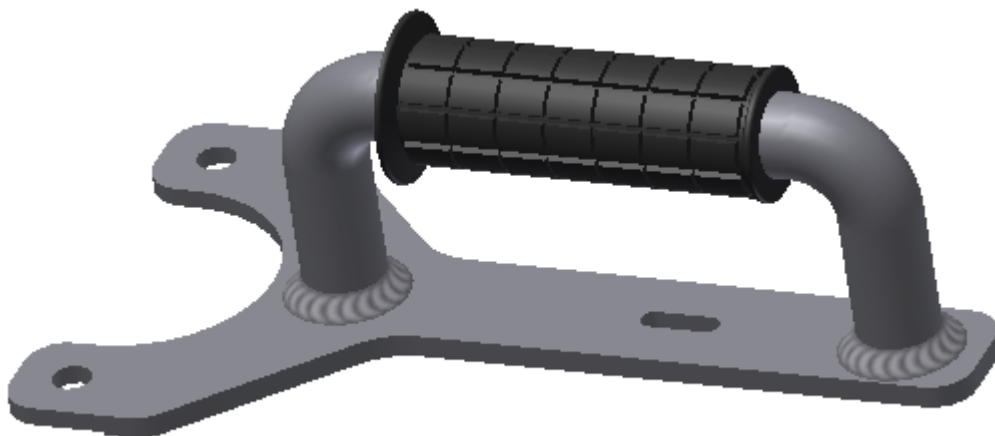
Obr 4.4 – Stávající řešení uchycení rukojeti k rámu pily

Po úpravě a nalakování bude tedy tento díl vypadat tak jako je znázorněn na obr. 4.5.



**Obr 4.5 – Upravená část krytu disku pásové pily**

Rám navrhují jako svařenec dvou dílů přičemž na trubkové části rukojeti je navlečena původní gumová úchytka. Kompletní stavba navrženého rámu je na obr. 4.6.



**Obr 4.6 – Konstrukce nového rámu s rukojetí**

Kompletní konstrukce rámu s rukojetí je podrobně zdokumentována na výkresech v přílohách.

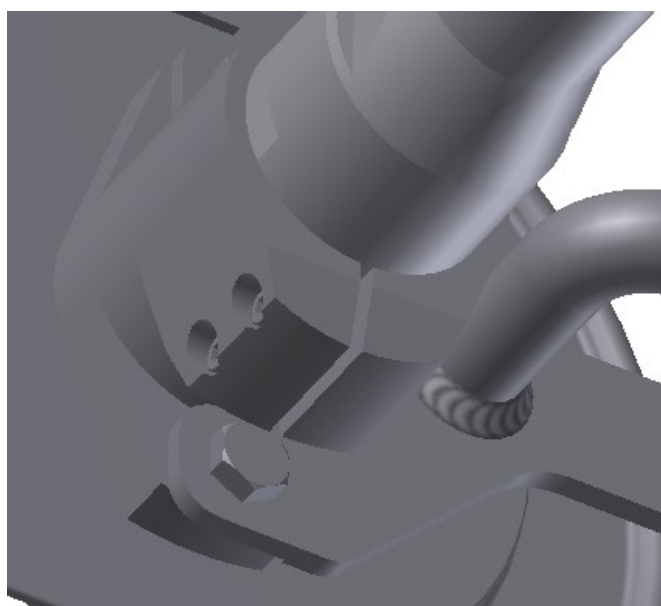
## 4.2 Kontrola rámu

Kompletní stavba pily i s novým pohonem a rámem bez příslušenství má hmotnost 17 kg. Ustavovací část rámu je navržena z ploché tyče o tloušťce 6mm. Aby nedošlo při opakovaném používání, nebo při nesprávném zacházení k ohnutí tohoto dílu navrhl jsem podpěru, která by případnému ohybu zabránila. Podpěra je k pile přišroubována v místě, kde byl úchyt pro předchozí rukojeť, viz obr. níže.



Obr 4.7 – Podpěra rámu s rukojetí

Dalším na první pohled citlivým bodem jsou šrouby. Navrhoval jsem šrouby se šestihrannou hlavou M6 pro přišroubování podpěry (obr. 4.7) a šrouby M10 pro přišroubování příruby s motorem a rámem s rukojetí (obr. 4.8).



Obr 4.8 Šrouby M10 k upevnění motoru s přírubou a rámu s rukojetí



Vzhledem k tomu, že pila váží pouze 17 kg síla v těžišti pily tedy je zhruba 170N, pokud zohledním příslušenství, jako jsou upínací a ustavovací prvky mohu počítat se silou 250N. Šrouby mají třídu pevnosti 6.8, z toho vyplývá, že mez kluzu  $R_e$  těchto šroubů bude:

$$R_e = 6 \cdot 8 \cdot 10 = 480 \text{ MPa}$$

kde první dvě čísla vždy čísla oddělená tečkou uváděná v třídě pevnosti a třetí hodnota je vždy 10.

Nyní mohu vypočítat nejmenší možný průměr  $d_3$  šroubu, při kterém navržený šroub nepraskne při zatížení silou 250N, dle vztahu níže.

$$\sigma_t \leq \sigma_{dt} \quad (4.1)$$

Hodnota  $\sigma_{dt}$  představuje dovolené napětí v tahu a dosazují v něm poměr meze kluzu ke statické bezpečnosti. Mohu si dovolit volit bezpečnost vysokou např. 5.  $\sigma_t$  pak představuje poměr síly k ploše, ve které síla působí. Zde ještě zohledním složky krutu koeficientem  $\beta = 1,3$ . Vztah tedy bude vypadat takto

$$\beta \cdot \frac{F}{S} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (4.2)$$

Plocha je v tomto případě kruhová proto za průřez  $S$  dosadím vzorec pro výpočet obsahu kruhu a následně vyjádřím průměr, čímž dostanu minimální potřebný průměr šroubu:

$$\beta \cdot \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad \Rightarrow \quad d_3 \geq \sqrt{\frac{k_s \cdot 4 \cdot F \cdot \beta}{R_e \cdot \pi}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{5 \cdot 4 \cdot 250 \cdot 1.3}{480 \cdot \pi}} \geq 2.08 \text{ mm}$$

Z výpočtu vyplývá, že nejmenší potřebný průměr šroubu je 2,08 mm. Ve výpočtu jsem však nezohlednil ani vyšší počet šroubů, a ani fakt že zatěžující síla nebude 250N, ale rozdělí se v poměru vzdáleností obou rukojetí pily k těžišti. Je tedy zbytečné v kontrole šroubů dále pokračovat.

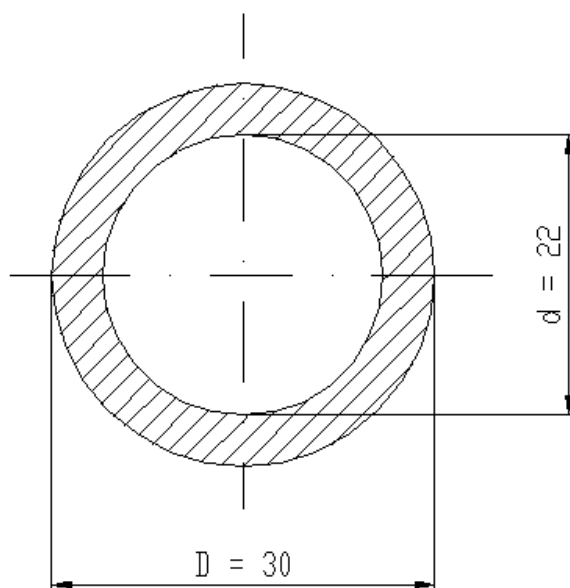
Podobným způsobem zkontrolují svary. Jedná se o koutové svary průřezu  $a = 4 \text{ mm}$ . Svary jsou dobře vidět na obrázcích výše. Vzhledem k velikosti zatěžující síly zde opět nebudu řešit rozložení sil vzhledem ke dvěma rukojetím ani vzhledem k faktu že svary jsou dva.

Síla v těžišti působí kolmo dolů, takže vyvodí na svar pouze normálovou složku napětí a napětí od ohybu vzhledem k vzdálenosti této síly od svaru.

Napětí od normálové složky síly  $F$  bude:

$$\tau_n = \frac{F}{S} \quad (4.3)$$

Průřezem je v tomto případě mezikruží viz obrázek níže a za průřez  $S$  dosadím:



Obr 4.9 – Mezikruží tvořené koutovým svarem vedeným po obvodu trubky

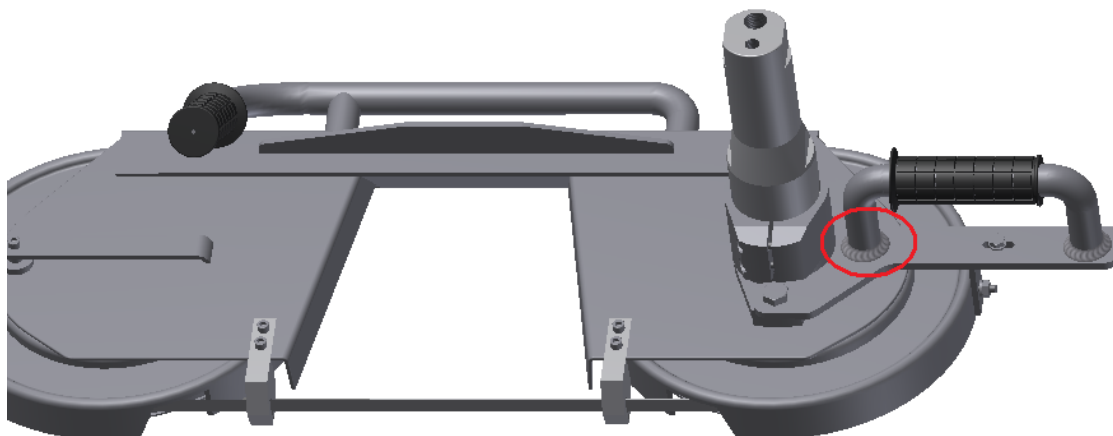
$$\tau_n = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} \quad (4.4)$$

$$\tau_n = \frac{250}{\frac{\pi}{4} \cdot (30^2 - 22^2)} = 0,8 \text{ MPa}$$

Napětí od ohybu bude:

$$\tau_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (4.5)$$

kde  $M_o$  je ohybový moment vyvozený silou  $F$  na rameni  $L$  a  $W_o$  je průřezový modul v ohybu pro mezikruží. Rameno  $L$  představuje vzdálenost působíště síly, tedy těžiště pily, od svaru (počítám se svarem na rámu blíže položeným k motoru – obr 4.10).



**Obr 4.10 – Poloha kontrolovaného svaru svaru**

Na základě analýzy v programu Autodesk Inventor znám souřadnice těžiště pily. Vzdálenost osy svařované trubky od těžiště, tedy rameno  $L$ , je 235 mm. Po dosazení do vztahu 4.5 dostanu vztah 4.6.

$$\tau_o = \frac{F \cdot L}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} \quad (4.6)$$

$$\tau_o = \frac{250 \cdot 235}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{30^4 - 22^4}{30}} = 31,2 \text{ MPa}$$

Nyní vypočtu výsledné napětí podle vztahu 4.7:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{\tau_n + \tau_o}{k_3}\right)^2} \quad (4.7)$$

Kde  $\tau_n$  je normálová složka napětí,  $\tau_o$  je ohybová složka napětí a součinitel  $k_3$  je součinitel rozložení napětí ve svaru pro napětí působící kolmo na svar. Velikost součinitele  $k_3$  se pohybuje v rozmezí 0,7 – 1. V mém případě počítám s hodnotou 0,9.

Výsledné napětí pak bude:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{0,77 + 31,21}{0,9}\right)^2} = 35,6$$

Dovolené napětí se vypočte stejně, jako tomu bylo v případě výpočtu šroubu. Tedy poměr meze kluzu ke statické bezpečnosti. Statickou bezpečnost zde budu dodržovat stejnou jako výše. Mez kluzu svarů se pohybuje nejběžněji v rozmezí 250 – 400 MPa. Budu počítat s mezí kluzu 300 MPa.

$$\tau_d = \frac{R_e}{k_s} = \frac{300}{4} = 75 \text{ MPa}$$

Aby navržený svar vyhověl, musí být splněna podmínka níže:

$$\tau \leq \tau_d$$

$$35,6 \leq 75 \text{ MPa}$$

Z této podmínky je patrné, že svar je vyhovující. Opět je nutno opomenout, že jsem ve skutečnosti počítal se zatěžující silou i momentem, které byly mnohem vyšší. Opět jsem v poměru vzdáleností obou rukojetí pily k těžišti nerozdělil zatěžující sílu, tedy i moment, a navržené svary, které nesou zatížení jsou dva.

V kontrole jsem zohledňoval pouze statické účinky zatížení, protože dynamické účinky v tomto případě budou představovat hlavně chvění. Pokud by mělo dojít k větším dynamickým účinkům, nejprve by došlo k zastavení pilového listu v záběru.

## 5 Závěr

Náplní této práce bylo navrhnout pohon a převod pro pásovou pilu HPG/SM-200/200, provést potřebné výpočty a všechny navržené části patřičně výkresově zdokumentovat.

Nejprve bylo nutné provést rozbor problematiky, ze kterého vyplývá důvod, proč dochází ke změně typu pohonu a z toho plynoucích výhod a nevýhod.

V první části práce jsem se věnoval hydraulickým systémům, abych více přiblížil tento typ pohonů, které nejsou tak obvyklé a rozšířené jako například elektromotory. Cílem pak bylo shrnutí výhod a nevýhod pro osvětlení tématiky řešené v této bakalářské práci.

Pak jsem stejným způsobem přiblížil pohony pneumatické, které rovněž nejsou běžným typem pohonu. V této fázi práce bylo již možno přesně porovnat hydraulické a pneumatické systémy včetně výhod i nevýhod obou možností.

Dále jsem představil základní typy převodů a jejich převodových poměrů jako základ k následující kapitole věnující se planetovým převodům. U těchto ne zrovna běžných převodů a převodovek jsem se zabýval hlavně jejich principem, činností, skladbou a jejich uplatněním v praxi. Poukázal jsem na několik jejich zásadních výhod i nevýhod.

Poslední částí rozboru je kapitola věnovaná samotným pásovým pilám. Zde jsem se zabýval teorií řezání, pilami, pilovými listy a příslušenstvím k pásovým pilám. Také zde byli uvedeni někteří hlavní výrobci.

V kapitole návrh pohonné jednotky jsem se zabýval motorem, převodovkou a rámem s rukojetí.

Při návrhu motoru jsem se musel držet několika hlavních parametrů, z nichž klíčový je ten, že navrhuji pohon pro ruční přístroj. Proto zde velkou roli hrály rozměry a hmotnost budoucího pohonu. Tyto a několik dalších faktů mě přimělo k volbě rotačního lamelového pneumatického motoru s již vestavěnou planetovou převodovkou. Jakmile jsem našel vhodného výrobce, začal jsem s výběrem nejvhodnějšího motoru pro mé řešení. Touto volbou jsem musel skloubit několik klíčových faktorů: cenu, výkon, rozměry a hmotnost. Dále bylo zapotřebí dopočítat výstupní parametry zvoleného motoru pro tlak 0,4 MPa, protože výrobce uváděl tyto údaje pouze pro pracovní tlak 0,63 MPa. V katalogu jsem dohledal všechny potřebné konstanty pro přepočty těchto hodnot vzhledem k mému pracovnímu tlaku.

V poslední části návrhu bylo nutné přesně navrhnout nový rám s rukojetí, protože původní byl nedílnou součástí minulého pohonu. Při volbě tvaru nového rámu jsem vycházel z tvaru původního rámu ale hlavně z připojovacích možností rámu pily a nového pohonu. Samozřejmostí byla snaha o co nejlehčí konstrukci rámu. Ve druhé části kapitoly jsem se pak věnoval pevnostní kontrole rámu, kdy jsem zkontroloval nejnáchylnější části a připojovací prvky nového rámu.

## 6 Použitá literatura

- [1] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ STROJŮ* [online]. Ostrava: VŠB Ostrava, 2007. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>
- [2] GALDA, M. *Návrh hydraulického pojezdu univerzální pohonné jednotky žacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2011. 44s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Brandejs, CSc.
- [3] JANALÍK, Jaroslav. *HYDRODYNAMIKA A HYDRODYNAMICKÉ STROJE* [online]. Ostrava: VŠB Ostrava, 2008. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik-HYDRODYNAMIKAAHYDRODYNAMICKESTROJE.pdf>
- [4] HOJDAR, Josef, František HELEBRANT, Oldřich KLIMECKÝ, Josef JURMAN a Horst GONDEK. *Povrchové dobývací stroje II*. Ostrava: VŠB, 1986.
- [5] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické Mechanizmy: Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB, 1996. ISBN 80-7078-306-0.
- [6] MYNÁŘ, Vladimír a P. RANOCHA. *ČÁSTI STROJŮ - Převody 2. část*. Ostrava: VŠB, 1979.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [8] PETELE, Miroslav. *MITCalc* [online]. 2003, 2011 [cit. 2012-04-7]. Dostupné z: [http://www.mitcalc.com/index\\_cz.htm](http://www.mitcalc.com/index_cz.htm)
- [9] DUFKA, Jaroslav. *Práce s kovy: dělení, obrábění, tváření a spojování kovů v domácí dílně*. Praha: GRADA, 1999.
- [10] VIGNER, Miloslav a Zdeněk PŘIKRYL. *Technický průvodce 61: OBRÁBĚNÍ*. Praha: SNTL, 1984.
- [11] KSK TOOLS. [online]. Jihlava, 2011, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.ksktools.cz/pilove-pasy-amada/zakladni-informace>
- [12] ATLAS COPCO. [online]. Praha, 2000, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czes/products/navigationbyproduct/ProductGroup.aspx?id=1401305>
- [13] FLUIDTECHNIK BOHEMIA. *Fluidbohemia* [online]. Brno, 2006, 2008 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.fluidbohemia.cz/>
- [14] DEPRAG. *Deprag CZ a.s.* [online]. Lázně Bělohrad, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.deprag.com/cesky/index.htm>

- [15] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [16] KOEXPRO. *Koexpro Ostrava a.s.* [online]. Ostrava, 2008, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.koexpro.cz/new/koex/?lang=cz>
- [17] KARAS. *Karas pily s.r.o.* [online]. 2008, 20012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.pasove-pily.eu/>



## **7 Použitý software**

Microsoft Word 2007

Autodesk Inventor 2010

Autocad mechanical 2010

## 8 Seznam příloh

| <u>Název</u>     | <u>Označení</u> | <u>Formát</u> |
|------------------|-----------------|---------------|
| Pásová pila      | KAN0014 – 1A1   | A1            |
| Rám s rukojetí   | KAN0014 – 1A2   | A2            |
| Rám              | KAN0014 – 1A3   | A3            |
| Trubková rukojeť | KAN0014 – 2A3   | A3            |

## **Poděkování**

Závěrem bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi dále pak projektantovi firmy KOEXPRO a. s. panu Ing. Petru Piskorzovi za věcné připomínky a užitečné rady.